



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH OHŘÍVÁKU TOPNÉ VODY PRO VYVEDENÍ TEPLA Z TEPLÁRNY SPALUJÍCÍ BIOMASU 5,5 MW

DESIGN OF HEAT EXCHANGER FOR FEEDING HEAT WATER NETWORK 5,5 MW

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc.ONDŘEJ KUBÍČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing.MAREK BALÁŠ Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ondřej Kubíček

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh ohříváku topné vody pro vyvedení tepla z teplárny spalující biomasu 5,5 MW

v anglickém jazyce:

Design of heat exchanger for feeding heat water network 5,5 MW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměňiková stanice o výkonu 5,5 MW je určena pro ohřev vody soustavy zásobování teplem topnou parou z regulovaného odběru turbíny. Voda o provozním tlaku 0,6 MPa a nejvyšším dovoleném tlaku 0,9 MPa je ohřívána z teploty 50 °C na teplotu 95 °C. Topná pára má tlak 0,123 MPa a teplotu v rozmezí od teploty sytosti do teploty 189 °C. Požaduje se výstupní teplota kondenzátu topné páry maximálně 70 °C.

Cíle diplomové práce:

- Tepelný a hydraulický návrh ohříváku v rozsahu zadání.
 - Projekční výkres ohříváku s uvedením rozměrů hlavních částí, rozložení a řešení teplosměnných ploch, jejich vestaveb, usměrnění proudů apod. Projekční výkres rozpracujte do úrovně podkladů dostatečných pro následné konstrukční zpracování (konstrukční zpracování není předmětem zadání). Projekční výkres musí obsahovat všechny náležitosti a popisy, které jsou potřebné pro pochopení řešení a následné konstrukční zpracování.
 - Dimenzování tloušťek stěn hlavních plášťů (plášťe parního a vodního prostoru a dna) podle vzorců uvedených v ČSN platných pro dané zařízení. Tloušťky přírub a trubkovic možno provést SW určenými pro dané zařízení.
- Seznam odborné literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983
Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983
Baláš, M.: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9
Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007,
ISBN 978-80-01-03757-7

Vedoucí diplomové práce: Ing. Marek Baláš, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 7.11.2014

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem ohřívačku topné vody pro výměníkovou stanici s výkonem 5,5 MW. Cílem práce je provedení tepelného a hydraulického výpočtu v rozsahu zadání a následně vypracování projekčního výkresu ohřívačku spolu s vhodným nadimenzováním tloušťek stěn hlavních plášťů a přírub.

Cíle práce byly naplněny dle zadání. Úvodní část diplomové práce stručně seznamuje se zkoumanou problematikou ohřívačů a vybranými oblastmi z tématiky sdílení tepla. Následuje základní bilanční výpočet toků hmot a energií uvnitř ohřívačku spolu s tepelným a hydraulickým návrhem sloužící k určení velikosti teplosměnných ploch trubek. Další částí je provedení výpočtů, jejichž výsledky slouží k určení základních rozměrů vybraných dílů a kontrole správnosti rozměrů navržených. V poslední části diplomové práce je pak přiblíženo konstrukční zpracování ohřívačku a bližší popis vybraných dílů.

ABSTRACT

The Master thesis deals with the water-heater design for heat-exchange station with total power output 5,5 MW. The goal of the thesis is to make thermal and hydraulic calculation in the extent of the assignment and to develop a projection drawing of the heater along with a correct dimensioning of the shell and flanges.

Thesis goals were met according to the assignment. The introductory part of the thesis briefly introduces to the heat-exchanger problematic and selected topics about heat-transfer. Following the basic mass and energy flows calculation inside the heater together with the thermal and hydraulic design determines the size of the heat transfer surface of pipes. After that the design calculations were made, whose results are used to determine the basic dimensions of selected parts and checking the accuracy of designed dimensions. In the last part of the work the design process is more described also with a more detailed description of selected parts.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tepelný výměník, přestup tepla, U-trubkový svazek, pára, kondenzace

KEYWORDS

Heat exchanger, heat transfer, U-tube bundle, steam, condensation

BIBLIOGRAFICKÉ CITACE

KUBÍČEK, O. *Návrh ohřívačku topné vody pro vyvedení tepla z teplárny spalující biomasu 5,5 MW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 62 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci Návrh ohřívačku topné vody pro vyvedení tepla z
teplárny spalující biomasu 5,5 MW vypracoval samostatně pod vedením Ing. Marka Baláše
Ph.D. a uvedl v seznamu zdrojů všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne 27.05.2015

.....
vlastnoruční podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych tímto především poděkovat panu Ing. Stanislavu Kramlovi z firmy TENZA, a.s. za pečlivé vedení, rady a připomínky. Dále také vedoucímu diplomové práce panu Ing. Marku Balášovi, Ph.D. a v neposlední řadě také svým rodičům za jejich velikou podporu během celé doby mého studia.

OBSAH

OBSAH	8
1. ÚVOD	10
2. VÝMĚNÍKY TEPLA	11
2.1 Druhy výměníků	11
2.1.1 Trubkové výměníky (Tubular heat exchangers)	11
2.1.2 Deskové výměníky (Plate heat exchangers)	11
2.1.3 Regenerátory (Regenerators)	12
2.2 Svazkové výměníky	13
2.3 Principy návrhu výměníku	15
3. TEPELNÉ A HYDRAULICKÉ PROCESY	16
3.1 Fyzikální veličiny	16
3.1.1 Hustota kapaliny	16
3.1.2 Viskozita kapaliny	16
3.1.3 Tepelná vodivost	17
3.2 Režimy proudění	17
3.2.1 Laminární proudění	17
3.2.2 Turbulentní proudění	18
3.3 Mechanismy sdílení tepla	19
3.3.1 Konvekce (proudění)	19
3.3.2 Kondukce (vedení)	20
3.3.3 Radiace (záření)	21
4. TEPELNÝ A HYDRAULICKÝ VÝPOČET	23
4.1 Vstupní data	23
4.2 Tepelný výpočet	24
4.2.1 Výpočet základních parametrů ohříváku	24
4.2.2 Výpočet teplosměnné plochy kondenzační části	27
4.2.2.2 Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubek	30
4.2.2.3 Výpočet součinitele prostupu tepla k v oblasti kondenzace páry	31
4.2.2.4 Kontrola volené střední teploty vnější stěny teplosměnné trubky v kondenzační oblasti	33
4.2.1.2 Kontrola volené střední teploty vnitřní stěny teplosměnné trubky v kondenzační oblasti	34
4.2.3 Výpočet teplosměnné plochy pro oblast podchlazování kondenzátu	35
4.2.3.1 Určení součinitele přestupu tepla na vnější straně trubek	35
4.2.3.2 Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubek	38
4.2.3.3 Výpočet teplotního spádu Δt a součinitele prostupu tepla k v oblasti podchlazování kondenzátu.	40
4.2.3.4 Kontrola volené střední teploty vnitřní stěny teplosměnné trubky v oblasti podchlazování kondenzátu	42
4.3 Hydraulický výpočet	43
4.3.1 Tlaková ztráta svazku trubek při proudění látky uvnitř trubek	43
4.4 Dimenzování vybraných dílů ohříváku	45
4.4.1 Kontrola zvolené tloušťky stěn teplosměnných trubek	45
4.4.2 Kontrola pevnosti pláště	46
4.4.3 Kontrola pevnosti dolního pláště	47
4.4.4 Kontrola tloušťky trubkovnice a příruby spodního pláště	47

4.4.5 Výpočet rozměrů hrdel a přírub	49
4.4.5.1 Vstup páry	49
4.4.5.2 Výstup kondenzátu	49
4.4.5.3 Vstup a výstup ohřívané vody	50
4.4.5.4 Kontrolní a regulační hrdla	50
5. TECHNICKÉ ŘEŠENÍ VÝMĚNÍKU	51
5.1 Trubkovnice	52
5.2 Podchlazovač kondenzátu	53
5.3 Přepážky	53
5.4 Krycí vestavba	55
6. ZÁVĚR	56
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	57
Seznam použitých zkratek a symbolů	57
SEZNAM OBRÁZKŮ	59
SEZNAM TABULEK	60
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	61
PŘÍLOHY	62

1. ÚVOD

Výměníky tepla jsou zařízení určená k výměně tepelné energie mezi dvěma médii. V energetice a procesním inženýrství mají nezastupitelnou roli a bohatou historii. Jejich využití je možné ve všech oblastech, ve kterých potřebujeme tepelnou energii média o vyšší teplotě předat médiu o teplotě nižší. Výměníky mohou být v provedení jak s jednofázovým prouděním na obou stranách (např. voda - voda), tak i v provedení dvoufázovém (např. pára – voda, či parovodní směs – voda). Ve většině případů jsou média mezi sebou oddělena pevnou teplosměnnou stěnou (např. trubkami, deskami) a výměna tepla je tak možná i při různých tlacích médií a nedochází též k jejich mísení.

Diplomová práce se věnuje návrhu vertikálního výměníku tepla s U-trubkovým svazkem uvnitř pláště, který je určen pro použití v teplotní oblasti. Navržený tepelný výměník (v práci označován též jako ohřívák topné vody) bude určen k přenosu tepelné energie topné páry, která je přiváděna do výměníku z regulovaného odběru turbíny, do vody soustavy zásobování teplem. K přenosu tepla dochází na stěnách trubek trubkového svazku výměníku a to mezi médii pára-voda (kondenzace páry na stěně trubek a využití energie skupenského tepla vody) a následně pak formou voda-voda při podchlazování vzniklého kondenzátu v podchlazovači.

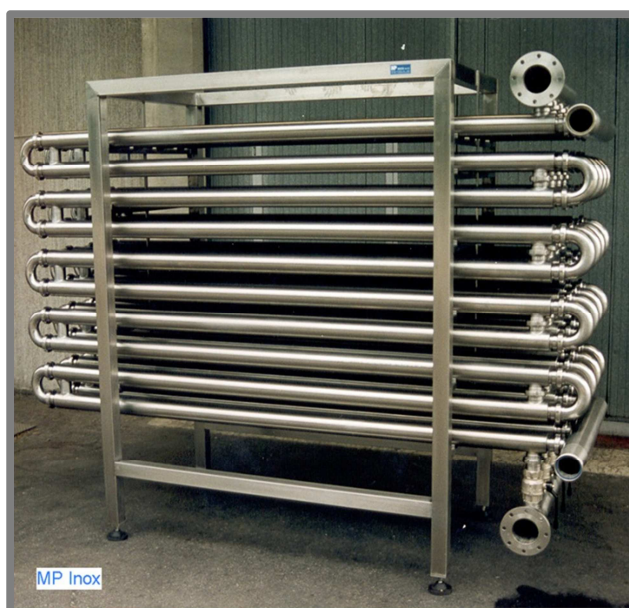
2. VÝMĚNÍKY TEPLA

2.1 Druhy výměníků

Výměníky tepla lze dělit podle mnoha různých kritérií, dle základní konstrukční koncepce je rozdělujeme do 3 základních typů.

2.1.1 Trubkové výměníky (Tubular heat exchangers)

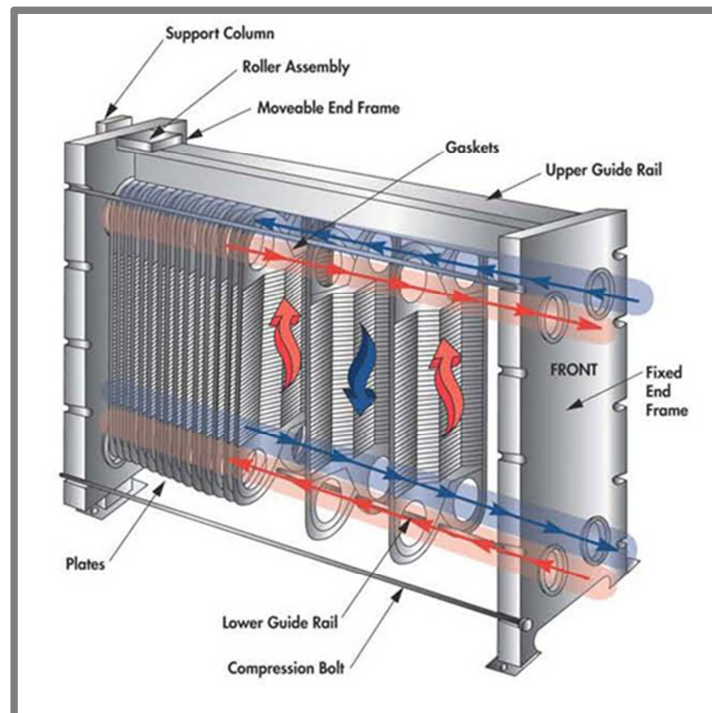
Tyto výměníky se vyznačují tubulárním pláštěm a jsou velmi oblíbené pro svoji flexibilitu, která umožňuje jejich nasazení pro široké spektrum tlaků a teplot. Dělí se do mnoha podkategorií (např. svazkové, dvoutrubkové – viz obr.1 a spirálové), ze kterých průmyslově nejpoužívanějším je svazkový výměník se svazkem teplosměnných trubek uvnitř pláště.



Obr. 1 Dvoutrubkový výměník [1]

2.1.2 Deskové výměníky (Plate heat exchangers)

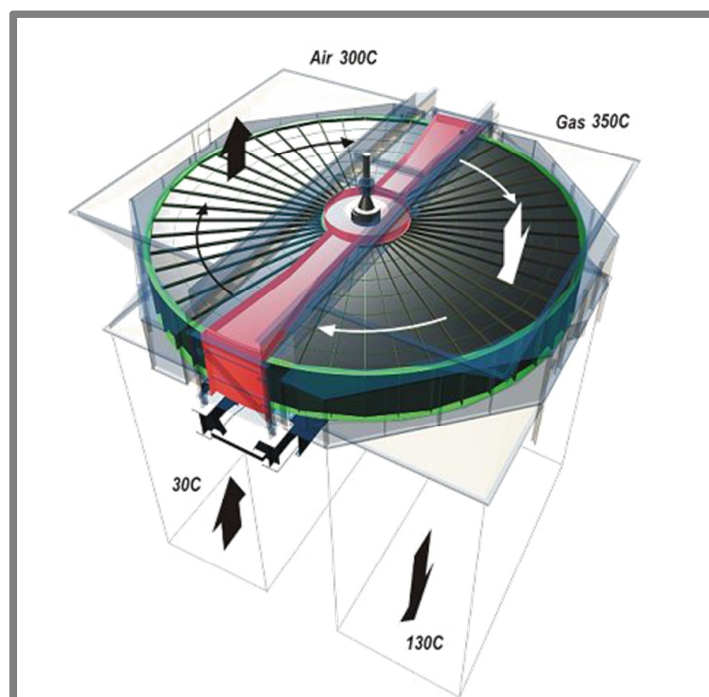
Deskové výměníky tepla (obr.2) jsou tvořeny z desek lisovaných z různých materiálů dle potřeby aplikace (např. z grafitu pro použití s velice agresivními médii). Díky profilovanému povrchu desek vznikají mezi deskami oddělené kanály, kterými protéká ohřívané i chlazené médium. K prostupu tepla dochází přes stěnu teplosměnné desky.



Obr. 2 Deskový výměník [2]

2.1.3 Regenerátory (Regenerators)

Výměníky, které pracují s neustálým, cyklicky proměnným teplotním polem. Používají se zejména v technice prostředí, v klimatizacích nebo například u plynových turbín pro ohřev vzduchu vstupujícího do kompresoru.

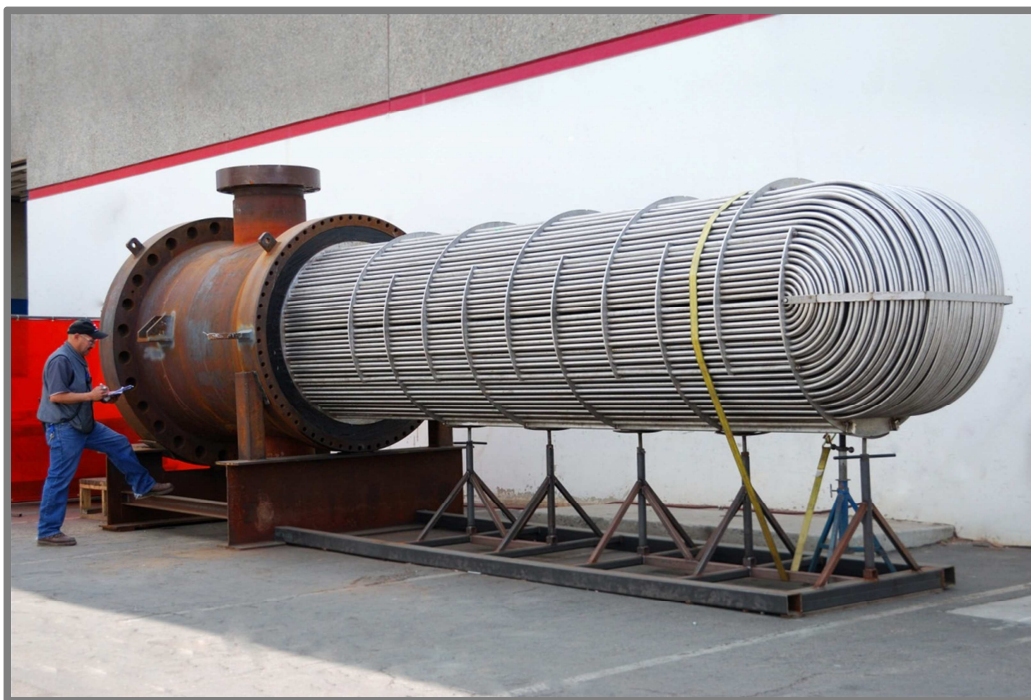


Obr. 3 Rotační regenerátor [3]

V této diplomové je řešen výměník trubkový se svazkem teplosměnných trubek uvnitř pláště.

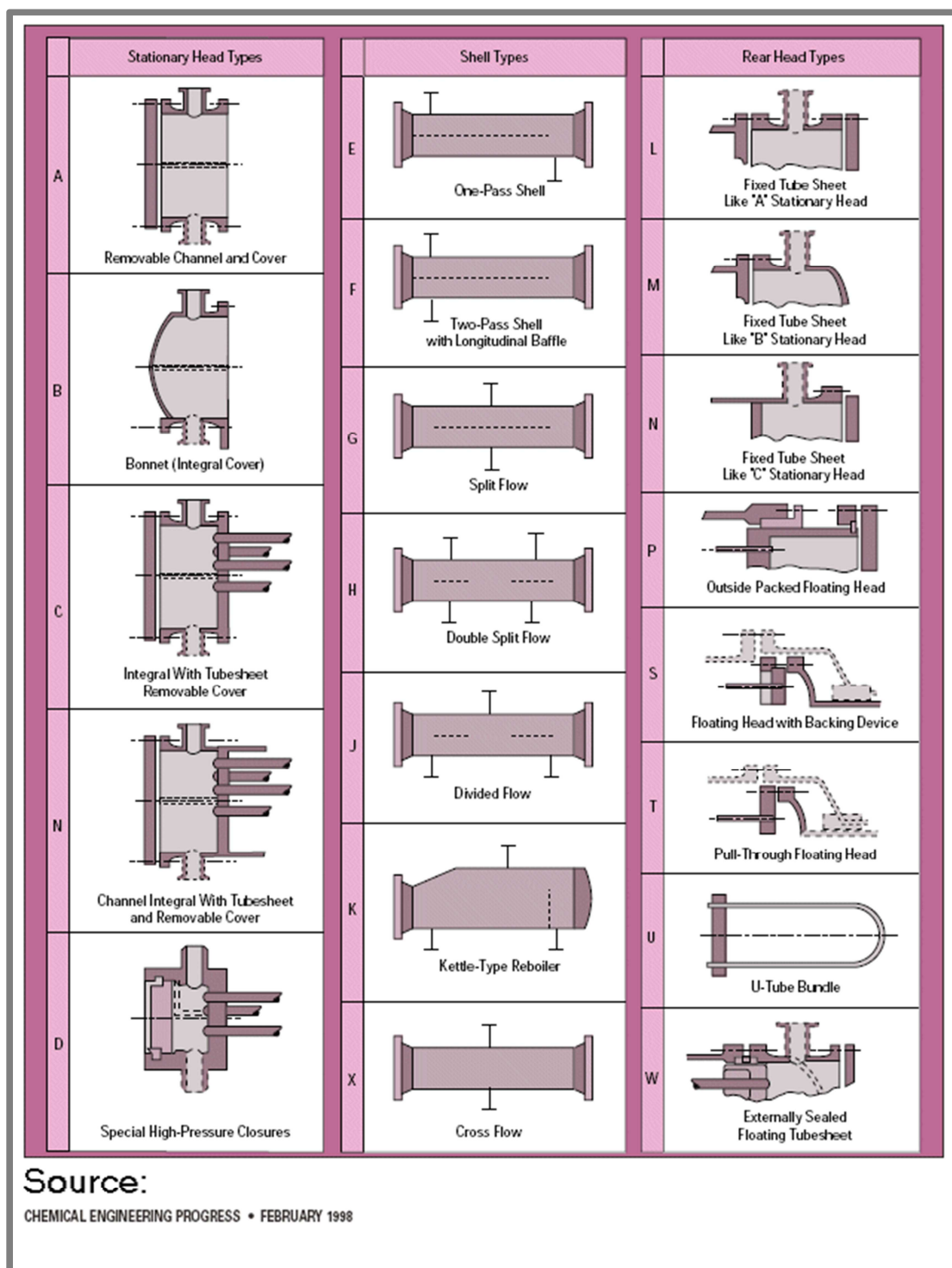
2.2 Svazkové výměníky

K nejpoužívanějším druhům průmyslových výměníků patří výměníky svazkové (v anglické literatuře označované jako Shell and Tube Heat Exchangers). K jejich výhodám patří velmi dlouhá historie a s ní spjaté bohaté zkušenosti při konstrukci tohoto typu, spolehlivost provozu, velmi dobrá účinnost a možnost využití pro velké rozpětí tlaků a teplot teplosměnných médií.



Obr. 4 Svazkový výměník s U-trubkami [4]

Typů konstrukcí svazkových výměníků existuje veliké množství. V zásadě se dělí dle orientace pracovní pozice (horizontální či vertikální), typu teplosměnných trubek (přímé či U-trubky) a počtu chodů teplosměnného média výměníkem. Dále též například konstrukcí a řešením jednotlivých plášťů, atd. Pro snadnější rozlišení a orientaci se ustálilo označování jednotlivých typů výměníků dle organizace TEMA, sdružující přední světové výrobce tepelných výměníků. Přehled různých konstrukcí dle TEMA viz obr.5



Obr. 5 Přehled různých typů konstrukcí výměníku dle TEMA [5]

Tepelný výměník zvolený k řešení v diplomové práci je vertikální typu BFU.

V případě tohoto provedení jsou trubky pevně spojeny s trubkovnicí na jedné straně. Svazek s U-trubkami na druhé straně není pevně uchycen a při teplotní dilataci se může volně pohybovat. Ohřívána voda vstupuje do trubek v jedné komoře spodního pláště, proudí trubkami směrem nahoru, v ohybu trubek se otáčí a vrací se do druhé

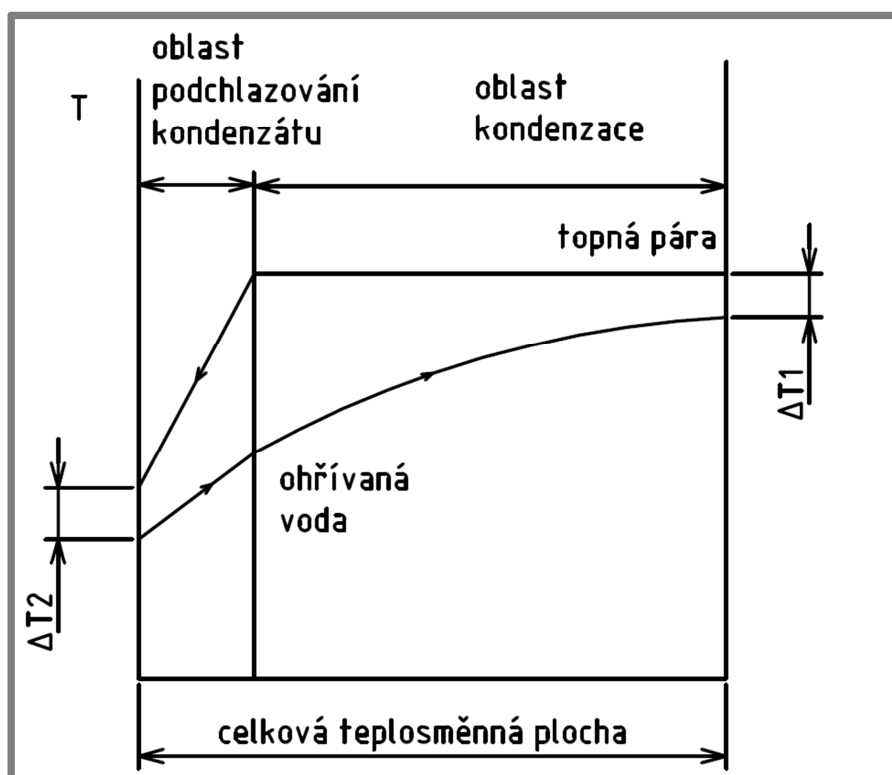
komory spodního pláště (oddělené od první dělící přepážkou), kde ohřátá na požadovanou teplotu opouští výměník. Výhodou tohoto řešení je odstranění problému teplotní dilatace bez nutnosti instalování kompenzátoru dilatace do pláště. Dále použití pouze jedné trubkovnice a jednoho pláště pro vstup i výstup ohříváné vody.

Nevýhodou je zejména značná obtížnost či nemožnost výměny trubky v případě jejího poškození.

2.3 Principy návrhu výměníku

Základní princip pro návrh výměníků tepla vychází z druhého termodynamického zákona, který v obecném tvaru vyjadřuje, že dva termodynamické systémy, které spolu vzájemně interagují, směřují k termodynamické rovnováze. Pokud se médium o vyšší teplotě přivede do kontaktu s médiem o teplotě nižší, důsledkem této interakce bude ochlazování teplejšího média a ohřev média studenějšího a v určitém časovém horizontu dojde k vyrovnání teplot obou médií.

Pro určení rychlosti a efektivity tohoto přestupu tepelné energie mají klíčovou roli zejména teplotní difference médií, teplosměnná plocha a mechanismus sdílení tepla (konvekce, kondukce, radiace) a další vlivy (např. režimy proudění, usazeniny na stěnách trubek, atd.), které zohledňuje součinitel prostupu tepla. V daném případě návrhu výměníku, jsou známy údaje o tepelném výkonu a teplotních differencech médií a cílem výpočtů (tepelného a hydraulického) je určení velikosti teplosměnných ploch jednotlivých oblastí výměníku. V řešeném výměníku se jedná o oblast kondenzace a oblast podchlazování kondenzátu. Směr proudění médií a změny teplot ve zmíněných oblastech jsou znázorněny na obr. 6



Obr. 6 Změny teplot médií při průchodu ohřívačem topné vody

3. TEPELNÉ A HYDRAULICKÉ PROCESY

3.1 Fyzikální veličiny

V tepelném a hydraulickém výpočtu tepelného výměníku hrají důležitou roli fyzikální veličiny tekutiny. Tyto veličiny jsou závislé mimo jiné na tlaku, teplotě či rychlosti tekutiny. Správné určení těchto veličin pro dané podmínky je předpokladem pro následné správné navržení výměníku.

3.1.1 Hustota kapaliny

Hustota kapaliny je obecně definována jako změna jednotky hmotnosti vůči změně jednotky objemu. Vztah pro výpočet hustoty můžeme zapsat pomocí následující rovnice

$$\rho = \frac{dm}{dV} = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V}, [kg \cdot m^{-3}] \quad (3.1-1)$$

Hustota je funkcí teploty a tlaku, v případě rostoucí resp. klesající teploty se velikost hustoty snižuje resp. zvyšuje. Naopak při rostoucím resp. klesajícím tlaku se velikost hustoty zvyšuje resp. snižuje. Tyto předpoklady nicméně nejsou platné pro všechny kapaliny. Např. v případě ohřevu vody z nulové teploty na teplotu 4°C její hustota roste a objem klesá. Maxima hustoty pak dosáhne při teplotě 4°C, kdy je její hustota $1000 kg \cdot m^{-3}$. Teprve při teplotě vyšší než 4°C se hustota vody zmenšuje a objem roste. [6]

3.1.2 Viskozita kapaliny

Viskozita kapaliny popisuje vnitřní tření kapaliny. V případě zvýšení teploty viskozita u kapaliny klesá, jelikož přitažlivé síly mezi molekulami kapaliny převažují nad tepelným pohybem molekul. U plynů je naopak převládajícím tepelný pohyb molekul nad mezimolekulárními silami, a tedy v případě rostoucí teploty viskozita plynu roste. V praxi je rozlišována viskozita dynamická a kinematická. Dynamickou viskozitu obecně můžeme popsat pomocí Newtonova zákona viskozity [6]

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}}, [Pa \cdot s], \quad (3.1-2)$$

kde $\eta [Pa \cdot s]$ je dynamická viskozita

$\tau [Pa]$ je smykové napětí

$\frac{dv}{dy} [s^{-1}]$ je gradient rychlosti

Kinematická viskozita je definována jako podíl dynamické viskozity a hustoty.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (3.1-3)$$

3.1.3 Tepelná vodivost

Tepelná vodivost udává schopnost materiálu vést teplo z jeho teplejšího povrchu skrz materiál na jeho studenější povrch. Hodnota tepelné vodivosti vychází z chemického složení materiálu, je charakterizována součinitelem tepelné vodivosti $\lambda [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$, který je definován jako množství tepla, které musí projít za jednotku času tělesem, aby na jednotku délky byl jednotkový teplotní spád. Předpokládá se přitom šíření tepla pouze v jednom směru. Hodnoty součinitele pro různé materiály bývají uvedeny v tabulkách. Součinitele tepelné vodivosti pro vybrané oceli jsou uvedeny v tab.1. [6]

Ocel	uhlíková	chrom	niklová	chromová	wolframová	manganová
		-	niklová			
Součinitel tepelné vodivosti $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	50	15-20	11-38	19-40	33	15

Tab. 1 Přehled velikostí součinitele tepelné vodivosti pro vybrané oceli [13]

3.2 Režimy proudění

Režim proudění význačně ovlivňuje přestup tepla. Třemi základními režimy proudění jsou: proudění laminární, turbulentní a přechodové. Typ proudění se odvíjí od fyzikálních vlastností tekoucího média, dále pak jeho rychlosti a geometrie kanálu, kterým tekutina proudí.

Tyto aspekty jsou zahrnuty v Reynoldsově čísle, jehož velikost pak následně určuje výsledný režim proudění. Vztah pro výpočet Reynoldsova čísla je

$$Re = \frac{w \cdot L \cdot \rho}{\eta} \quad (3.2-1)$$

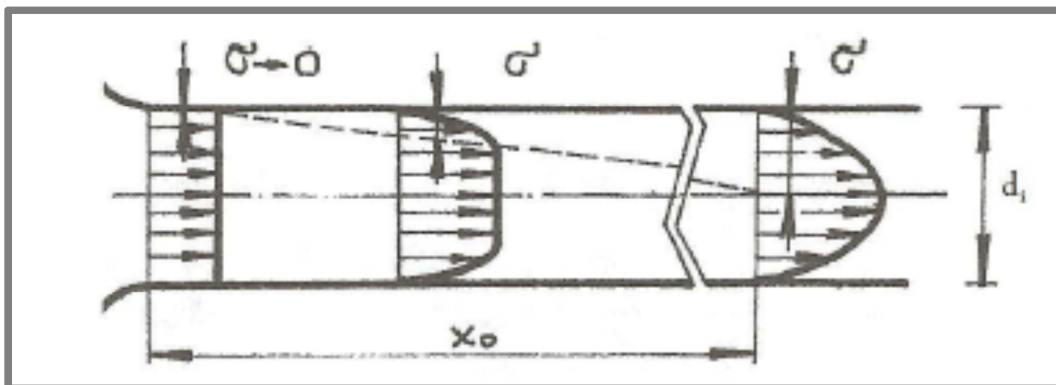
kde $w [m \cdot s^{-1}]$ je rychlost proudění tekutiny a $L [m]$ je charakteristický rozměr

Pro kruhové potrubí platí, že v případě, když $Re < 2320$ jedná se o proudění laminární. Pokud platí $2320 < Re < 10000$ jedná se o přechodové proudění a pokud $Re > 10000$ proudění turbulentní.

Pokud má Reynoldsovo číslo vysokou hodnotu, znamená to, že setrvačné síly převládají nad silami třecími. V opačném případě, když převládají síly třecí nad silami setrvačnými, je hodnota Reynoldsova čísla nízká.

3.2.1 Laminární proudění

S laminárním prouděním se můžeme v praxi nejčastěji setkat v případě úzkých průtočných kanálů s nižšími rychlostmi a s proudící kapalinou vyšších viskozit (např. u hydraulických mechanismů)



Obr. 7 Rozběhová dráha laminárního profilu [7]

Na Obr.7 je zobrazen rychlostní profil tekutiny proudící trubicí s vnitřním průměrem d_i , napětím tekutiny σ a rozběhovou dráhou x_0 . Počátek rozběhové dráhy je na vstupu tekutiny do trubky. Rychlostní profil je nejprve stejný ve všech částech trubky, ale po uražení rozběhové dráhy se ustaluje na rychlostním profilu se značným rozdílem rychlostí v různých místech trubky. [7],[8]

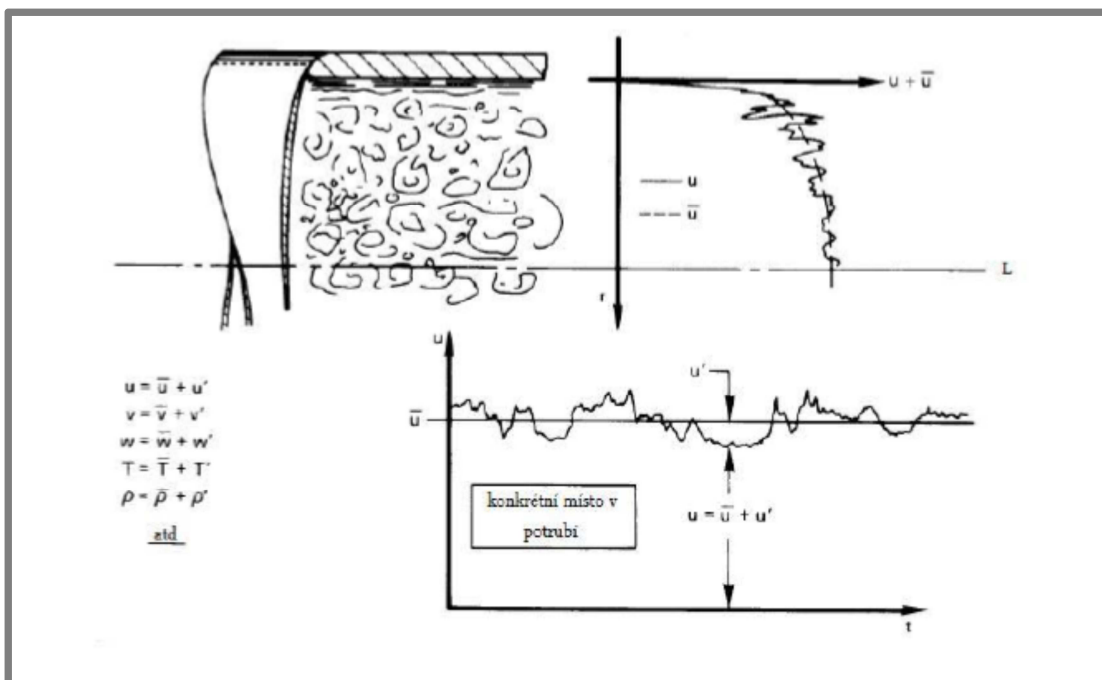
Rozběhovou dráhu můžeme popsat empirickou rovnicí

$$x_0 \geq \text{konst.} \cdot Re \cdot d_i \quad (3.2-2)$$

kde se za konstantu dosazuje hodnota dle použité empirické rovnice (např. Schiller – konst.=0,025) [7]

3.2.2 Turbulentní proudění

V případě, že Reynoldsovo číslo je vyšší než Reynoldsovo kritické číslo začíná se většina částic tekutiny v průtočném profilu pohybovat neuspořádaně všemi směry. Následkem tohoto jevu dochází k mnohem větším tlakovým ztrátám než u proudění laminárního. Hodnoty v daném čase neustále oscilují kolem střední hodnoty, takže v každém okamžiku je např. rychlost w dána součtem střední rychlosti \bar{w} a flukтуаční složky rychlosti w' atd., [7] viz obr.8.



Obr. 8 Časový průběh rychlosti v potrubí při turbulentní proudění [7]

Jelikož je odpor proti pohybu při turbulentním proudění mnohem vyšší, bylo nutné zavést veličinu η_t (turbulentní viskozitu), která je analogií dynamické viskozity η z Newtonova vztahu pro napětí smykové při laminárním proudění. Turbulentní viskozita nicméně na rozdíl od ní není vlastností látky, ale je závislá na tvaru a dalších vlastnostech proudového pole. [7] Pro rovinné turbulentní proudění se následně turbulentní smykové napětí vyjadřuje pomocí následující rovnice

$$\tau_t = \eta_t \cdot \frac{d\bar{v}_x}{dy}, [Pa] \quad (3.2-3)$$

V blízké vzdálenosti od stěny trubky, kterou kapalina turbulentně proudí, dochází k brzdění kapaliny a projeví se i smykové napětí dle Newtona a tedy výsledné tečné napětí v turbulentním proudu je dáno následující rovnicí

$$\tau_t = (\eta + \eta_t) \cdot \frac{d\bar{v}_x}{dy}, [Pa] \quad (3.2-4)$$

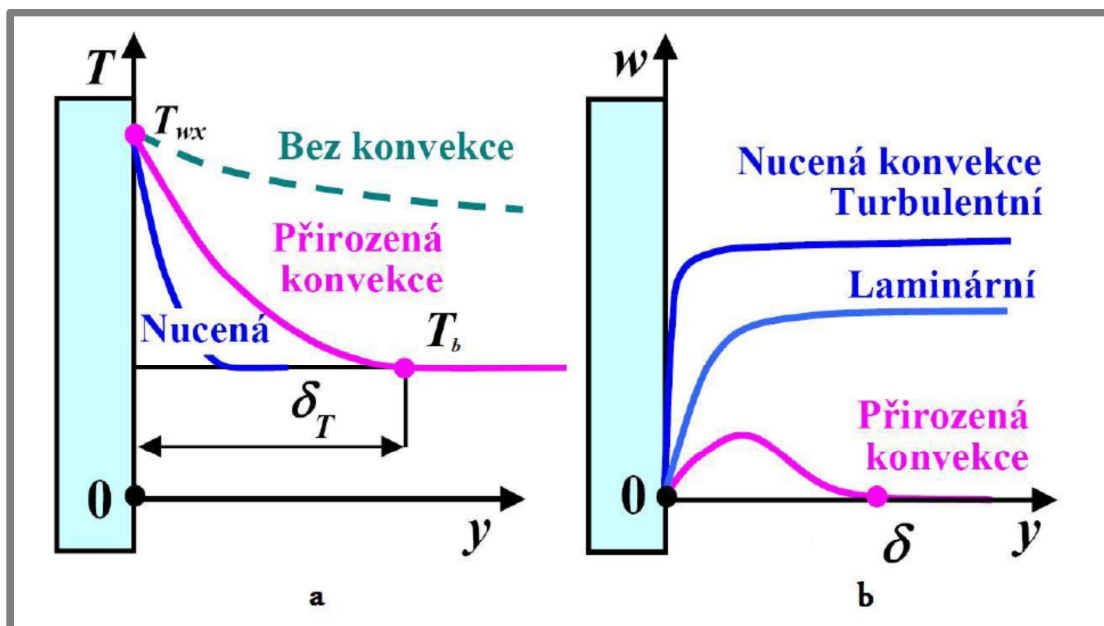
3.3 Mechanismy sdílení tepla

V případě existence teplotního gradientu mezi jednotlivými médii dochází k přestupu tepla. Přestup tepla je možné rozdělit do tří základních typů – konvekce (proudění), kondukce (vedení) a radiace (záření).

3.3.1 Konvekce (proudění)

V případě konvekce se teplo sdílí makroskopickým pohybem částic tekutiny či plynu, při kterém makroskopické částice o vyšší teplotě přecházejí do oblastí s teplotou nižší a naopak. Rozlišujeme konvekci přirozenou a nucenou. Konvekce přirozená probíhá vlivem rozdílu hustot tekutiny (příkladem může být horký vzduch

u topení). Konvekce nucená je pak vyvolávána externí energií přivedenou do tekutiny (např. ventilátorem nebo čerpadlem)



Obr. 9 Přestup tepla konvekcí [9]

Přenos tepla prouděním se řídí dle Newtonova vztahu

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot (T_w - T_b) [W] \quad (3.3-1)$$

kde $\alpha [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ je součinitel přestupu tepla

$T_w [K]$ je teplota stěny

$T_b [K]$ je teplota tekutiny v dostatečné vzdálenosti od zdi

Matematický popis konvekčního způsobu sdílení tepla je složitý, jelikož je kombinací rovnic energetické, pohybové a kontinuity. Klíčovým parametrem při sdílení tepla konvekcí je součinitel přestupu tepla α . Tento součinitel je závislý na fyzikálních vlastnostech tekutiny, tvaru a geometrii obtékaného povrchu a zejména na rychlosti proudění. Hodnotu součinitele přestupu tepla α získáváme v praxi z bezrozměrného Nusseltova čísla

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (3.3-2)$$

kde L je charakteristický rozměr a

$\lambda [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ je součinitel tepelné vodivosti

3.3.2 Konduktce (vedení)

Sdílení tepla kondukcí probíhá na mikroskopické úrovni v hmotném prostředí (pevném, kapalném i plynném), kdy tepelná energie je předávána částicemi média pomocí vzájemných srážek. Při vedení tepla tedy nedochází k makroskopickému

pohybu (příkladem je např. teplo vedené stěnou teplosměnné trubky). Přestup tepla se matematicky popisuje Fourierovou rovnicí.

Pro rovnou stěnu

$$\dot{Q} = \lambda \cdot S \cdot \frac{T_{w1} - T_{w2}}{h} [W] \quad (3.3-3)$$

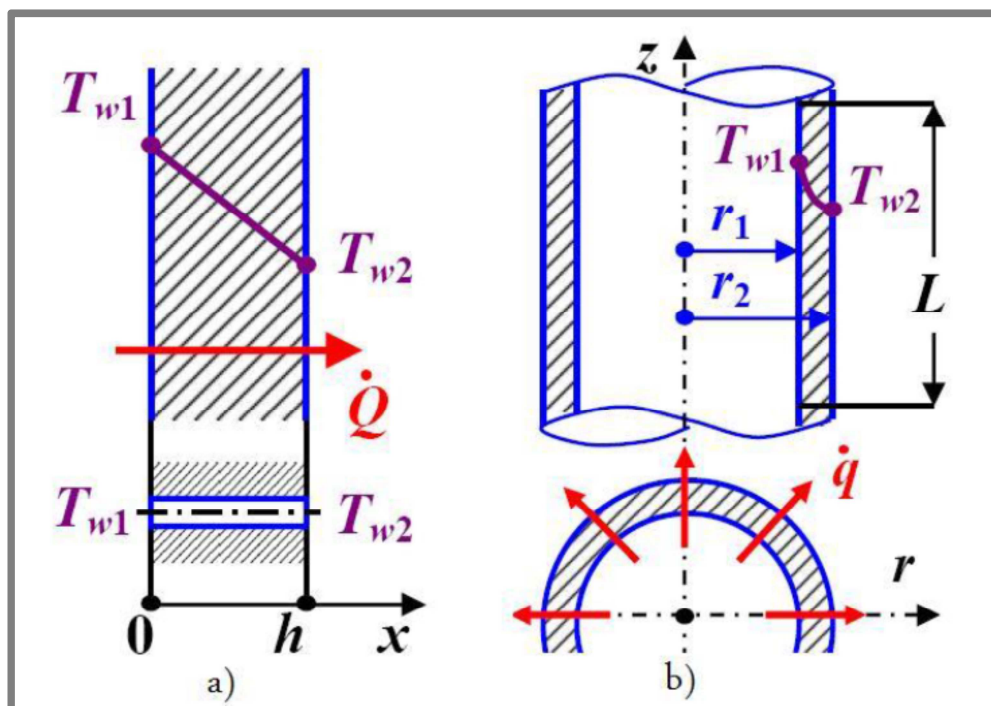
a pro stěnu válcovou

$$\dot{Q} = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda \cdot \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} [W], \quad (3.3-4)$$

kde $S [m^2]$ je plocha kolmá k tepelnému toku,

$h [m]$ je tloušťka stěny a

$T_{w1,2} [K]$ je teplota na povrchu tělesa v místě 1 (resp. v místě 2) [9]



Obr. 10 Přestup tepla vedením [9]

3.3.3 Radiace (záření)

K záření dochází v jakémkoliv prostředí (i ve vakuu). Kvůli této vlastnosti je tento způsob přestupu tepla dominujícím ve vesmíru (např. radiační přenos tepla ze Slunce). Záření probíhá formou vlnění nebo pohybem částic. V obecném případě jeví záření jak částicový, tak vlnový charakter. Záření se popisuje pomocí Stefan-Boltzmannova zákona

$$\dot{Q} = \varepsilon_e \cdot \sigma_{SB} \cdot S \cdot (T_1^4 - T_2^4) [W], \quad (3.3-5)$$

kde $\varepsilon_e [-]$ je poměrná zářivost (emisivita)

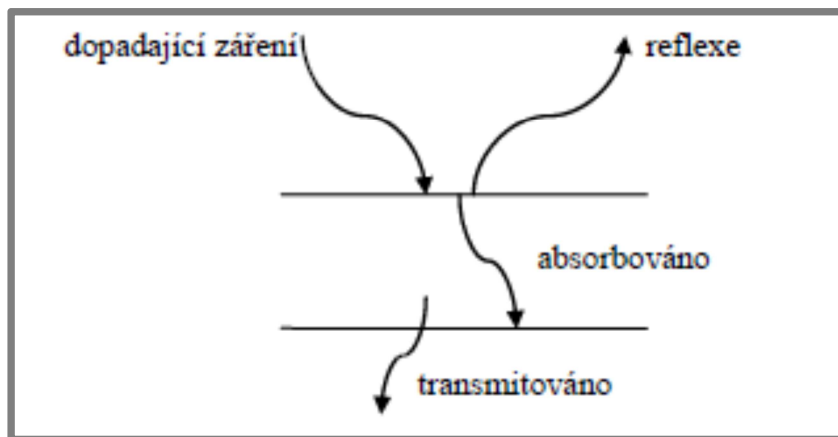
$\sigma_{SB} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$ je Stefan-Boltzmannova konstanta $= 5,6697 \cdot 10^{-8}$

$T_{1,2} [K]$ je teplota povrchu 1 nebo 2 a kde $T_1 > T_2$

K matematickému popisu přenosu tepla zářením bylo zavedeno pojmu „dokonale černé těleso“. Dokonale černé těleso je ideálním zářičem i absorbentem. Dokonale černé těleso má poměrnou zářivost rovnu jedné. Opakem je dokonale bílé těleso, které má naopak emisivitu rovnu nule. Emisivita reálných těles se nachází mezi těmito dvěma hodnotami.

Pojmy dokonale černého a bílého tělesa jsou těsně spojeny s pojmy absorptance (a), reflektance (r) a transmitace (t), viz obr.11. [9] Tyto pojmy dává do vzájemného vztahu tzv. I. Kirchhoffův zákon

$$a + r + t = 1 \quad (3.3-6)$$



Obr. 11 Grafické zobrazení I. Kirchhoffova zákonu [9]

Pro dokonale černé těleso platí $r = t = 0, a = 1$.

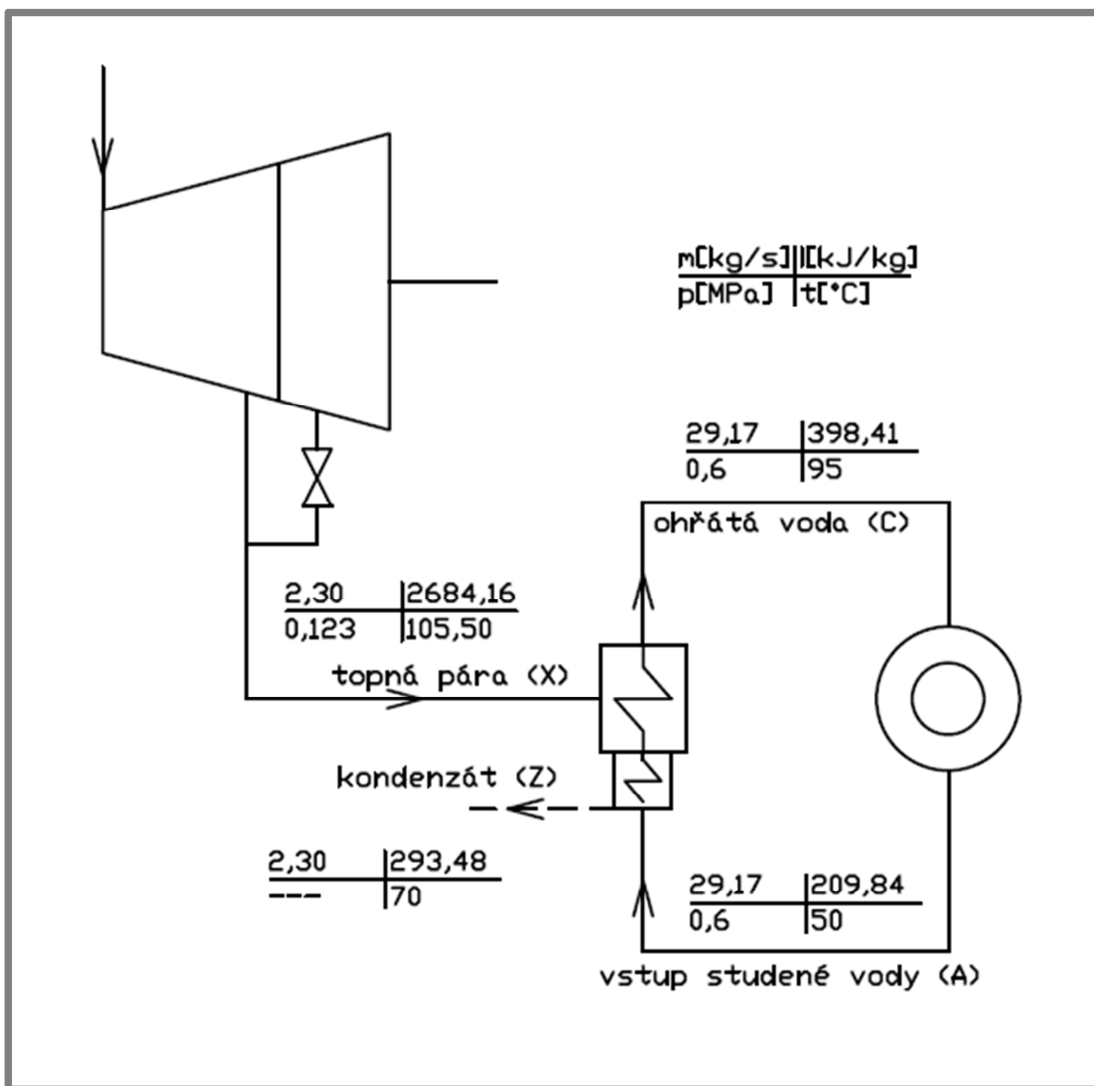
Pro dokonale bílé těleso pak $a = t = 0, r = 1$.

4. TEPELNÝ A HYDRAULICKÝ VÝPOČET

Následující kapitola se bude věnovat návrhovému tepelnému a hydraulickému výpočtu, jehož cílem je určení celkové velikosti teplosměnné plochy trubek ohřívače. Správný tepelný a hydraulický výpočet je výchozím požadavkem pro následné konstrukční zpracování.

4.1 Vstupní data

Schéma ohřívače topné vody, který je předmětem této práce, je zobrazeno na obr. 12.

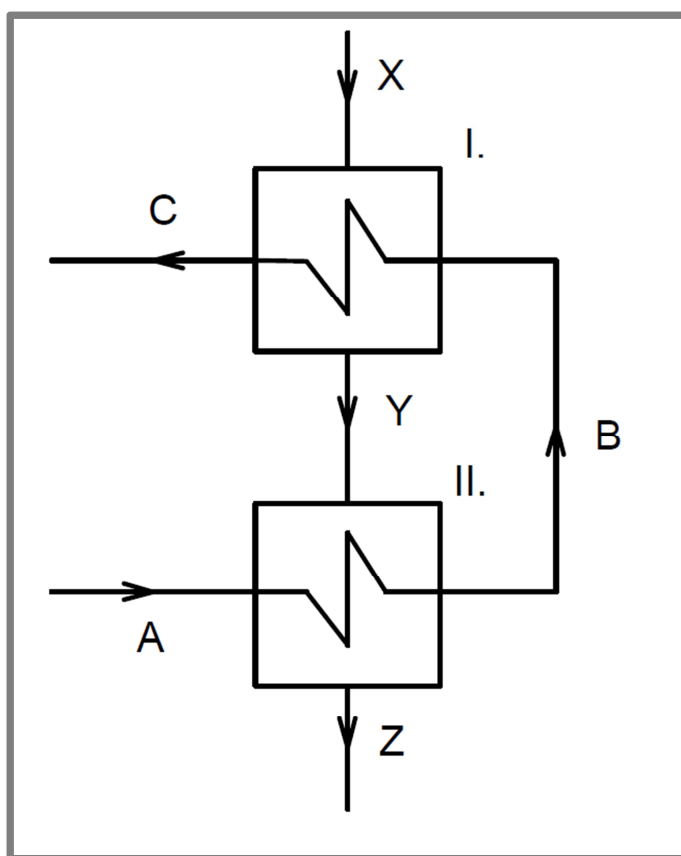


Obr. 12 Schéma rozvržení hmotnostních a tepelných toků ohřívače

Z regulovaného odběru turbíny je vedena pára o tlaku 0,123 MPa a teplotě v rozmezí od teploty sytosti do teploty 189°C. Touto parou je ohřívána voda o provozním tlaku 0,6 MPa (a maximálním dovoleném tlaku 0,9 MPa) z teploty 50°C na teplotu 95°C. Výměňková stanice má výkon 5,5MW je požadována maximální teplota výstupního kondenzátu topné páry maximálně 70°C.

4.2 Tepelný výpočet

Tepelný výpočet má za cíl určení velikosti teplosměnné plochy trubek ohříváku. Nejprve se vypočítají základní parametry páry/kondenzátu a ohřívané vody v ohříváku. Dále se dle způsobu přestupu tepla a typu médií na obou stranách trubek nejprve stanoví součinitele přestupu tepla α a z nich následně bude určen součinitel prostupu tepla k a teplosměnná plocha S . Tepelný výpočet je rozdělen na dvě části - část I (kondenzace páry) a část II (podchlazování kondenzátu). Ve výpočtu je počítáno se vstupem páry na mezi sytosti, případné přehřátí páry je v daném případě možno zanedbat.



Obr. 13 Schéma ohříváku

Obr.1 zobrazuje zjednodušené schéma ohříváku – kde

X – sytá pára

Y – kondenzát na mezi sytosti

Z – podchlazený kondenzát na teplotu 70°C

A – voda o teplotě 50°C, vstup do oblasti podchlazovače kondenzátu

B – voda za podchlazovačem kondenzátu

C – voda o teplotě 95°C

4.2.1 Výpočet základních parametrů ohříváku

Vstupní data:

Název	Značka	Hodnota
Výkon ohříváku	Q	5,5 MW
Provozní tlak vody	p_v	0,6 MPa
Vstupní teplota ohřívané vody	t_A	50°C
Výstupní teplota ohřívané vody	t_C	95°C
Tlak topné páry	p_X	0,123 MPa
Výstupní teplota kondenzátu	t_Z	70°C

Určení hmotnostního toku ohřívané vody m_v

$$m_v = \frac{Q}{(i_C - i_A)} = \frac{5500}{(398,41 - 209,84)} = 29,17 \text{ kg/s} \quad (4.2-1)$$

Střední teplota ohřívané vody t_{st}

$$t_{st} = \frac{t_C + t_A}{2} = \frac{95 + 50}{2} = 72,5^\circ\text{C} \quad (4.2-2)$$

Entalpie v bodech o známé teplotě a odvozené veličiny pro teplotu t_{st} a provozní tlak p_v určené za pomoci programu Xsteam jsou vyobrazeny v následující tabulce

Název	Značka	Hodnota
Hustota vody	ρ_{st}	$976,55 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Entalpie ohřívané vody na výstupu z ohříváku	i_C	$398,41 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Entalpie ohřívané vody na vstupu z ohříváku	i_A	$209,84 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Entalpie kondenzátu o teplotě 70°C	i_Z	$293,09 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Entalpie vstupní páry	i_X	$2684,16 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Entalpie syté kapaliny po zkondenzování vstupní páry	i_Y	$442,32 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Pro ohřívák byly zvoleny teplosměnné trubky o vnějším průměru $d_2 = 12 \text{ mm}$ a tloušťce stěny 1 mm . Tyto rozměry byly voleny s ohledem na dosažení co největší teplosměnné plochy při zachování kompaktnosti. Jako materiál teplosměnných trubek byla vybrána ocel X6CrNiTi18-10 (materiálový list v příloze [2]) Tepelná vodivost této oceli je $\lambda_p = 15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Dále je pro potřeby výpočtu volena rychlost vody v teplosměnných trubkách. Hodnota rychlosti je volena podle osvědčených zvyklostí a zkušeností, pro danou oblast řešení byla doporučena rychlost mezi $1\text{--}2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pro návrh ohříváku byla zvolena rychlost $w_v = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Určení průřezu trubky S_{tr1}

$$S_{tr1} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-5} m^2 \quad (4.2-3)$$

Určení celkového průřezu trubek S_{tr_C}

$$S_{tr_C} = \frac{m_v}{\rho_{st} \cdot w_v} = \frac{29,17}{976,55 \cdot 1,5} = 0,0199 m^2 \quad (4.2-4)$$

Určení počtu trubek ohříváku (počet trubek zaokrouhlen nahoru)

$$n_{tr} = \frac{S_{tr_C}}{S_{tr_1}} = \frac{0,0199}{7,85 \cdot 10^{-5}} = 254 \quad (4.2-5)$$

Ohřívák bude řešen jako dvouchodý s U-trubkami. V trubkovnici tedy bude na každé její polovině 254 teplosměnných trubek.

Základní rozdělení výkonu kondenzační části a podchlazovací části.

Celkový tepelný výkon ohříváku se rovná součtu výkonu kondenzační části a části podchlazování kondenzátu.

$$Q_C = Q_I + Q_{II} \quad (4.2-6)$$

kde výkon kondenzační části je možné vyjádřit jako

$$Q_I = m_v \cdot (i_C - i_B) = m_p \cdot (i_X - i_Y) \quad (4.2-7)$$

a výkon podchlazovací části rovnicí níže

$$Q_{II} = m_v \cdot (i_B - i_A) = m_p \cdot (i_Y - i_Z) \quad (4.2-8)$$

Vstupující množství páry m_p určíme z rovnice

$$m_p = \frac{Q_C}{(i_X - i_Z)} = \frac{5500}{(2684,16 - 293,09)} = 2,30 kg \cdot s^{-1} \quad (4.2-9)$$

Tepelná energie získaná kondenzací páry je v ohříváku předávána vodě v trubkách. Tuto závislost vyjadřuje následující rovnice

$$m_p \cdot (i_X - i_Y) = m_v \cdot (i_C - i_B) \quad (4.2-10)$$

upravením této rovnice dostaneme vztah pro určení entalpie ohřívání vody po průchodem podchlazovačem kondenzátu

$$i_B = i_C - m_p \cdot \frac{i_X - i_Y}{m_V} = 398,41 - 2,30 \cdot \frac{2684,16 - 442,32}{29,17} = \quad (4.2-11)$$

$$= 221,61 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

4.2.2 Výpočet teplosměnné plochy kondenzační části

Výpočet teplosměnné plochy trubek, na které probíhá kondenzace páry. Zkondenzovaná pára stéká po trubkách do spodní části ohříváku, kde se kondenzát následně podchlazuje v podchlazovači kondenzátu. Trubky jsou rozděleny přepážkami vzdálenými od sebe vzdáleností H volenou dle doporučení

$$H = 50 \cdot d_2 = 50 \cdot 0,012 = 0,6 \text{ m} \quad (4.2-12)$$

4.2.2.1 Určení součinitele přestupu tepla na vnější straně trubek

Teplota sytosti páry je při tlaku 0,123 MPa rovna přibližně hodnotě $t_s = 105,5^\circ\text{C}$. Měrná hmotnost vstupní páry ρ_p je funkcí tlaku a odpovídá hodnotě $\rho_p = 0,716 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Níže uvedený výpočet je poslední iterací, dle které střední teplota vnější stěny trubky je rovna přibližně $t_{st} = 94,7^\circ\text{C}$.

Fyzikální vlastnosti kondenzátu při teplotě t_s :

Název	Značka	Hodnota
Hustota	ρ_v	$954,34 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Měrná tepelná kapacita	c_v	$4,224 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Dynamická viskozita	μ_v	$2,67 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Tepelná vodivost	λ_v	$0,6798 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Kondenzační teplo	l_k	$2\,241 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_v	1,656

Fyzikální vlastnosti kondenzátu při teplotě t_{st} :

Název	Značka	Hodnota
Tepelná vodivost	λ_{st}	$0,6765 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_{st}	1,8104
Dynamická viskozita	μ_{st}	$2,91 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Teplotní rozdíl

$$\Delta t = t_s - t_{st} = 105,5 - 94,7 = 10,8^\circ\text{C} \quad (4.2-13)$$

Součinitel kinematické viskozity při teplotě t_s

$$\nu_v = \frac{\mu_v}{\rho_v} = \frac{2,67 \cdot 10^{-4}}{954,34} = 2,79 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.2-14)$$

Poměr hustot

$$\frac{\rho_p}{\rho_v} = \frac{0,716}{954,34} = 0,0008 \quad (4.2-15)$$

tento poměr je možné zanedbat a v rovnicích dále počítat se vztahy s Galileovým číslem.

$$\sqrt[3]{\frac{\nu_v^2}{g}} = \sqrt[3]{\frac{(2,79 \cdot 10^{-7})^2}{9,81}} = 1,996 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad (4.2-16)$$

Kritérium Z (odvození vztahu viz zdroj [10])

$$Z = \sqrt[3]{\frac{g}{\nu_v^2}} \cdot \frac{\lambda_v \cdot \Delta t \cdot H}{l_k \cdot \mu_v} = \sqrt[3]{\frac{9,81}{(2,79 \cdot 10^{-7})^2}} \cdot \frac{0,6798 \cdot 10,8 \cdot 0,6}{2,241 \cdot 10^6 \cdot 2,67 \cdot 10^{-4}} = 369 \quad (4.2-17)$$

Výpočet Reynoldsova čísla pro určení charakteru proudění kondenzátního filmu na stěně trubky

$$Re_f = 0,941 \cdot Z^{0,781} = 0,941 \cdot 369^{0,781} = 95,2 \quad (4.2-18)$$

Kritická velikost Reynoldsova čísla filmu dle zdroje [10] je $Re_{kr} = 400$.

V daném případě Re_f je menší než Re_{kr} , proudění kondenzátního filmu je laminární a ve výpočtu je dále využito následujících vztahů.

Součinitel ε_t

$$\varepsilon_t = \left[\left(\frac{\lambda_{st}}{\lambda_v} \right)^3 \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_{st}} \right) \right]^{0,125} = \left[\left(\frac{0,6765}{0,6798} \right)^3 \cdot \left(\frac{2,67}{2,91} \right) \right]^{0,125} = 0,98 \quad (4.2-19)$$

Součinitel ε_t udává opravu na závislost fyzikálních vlastností kondenzátu na teplotě, vyjadřující směr tepelného toku.

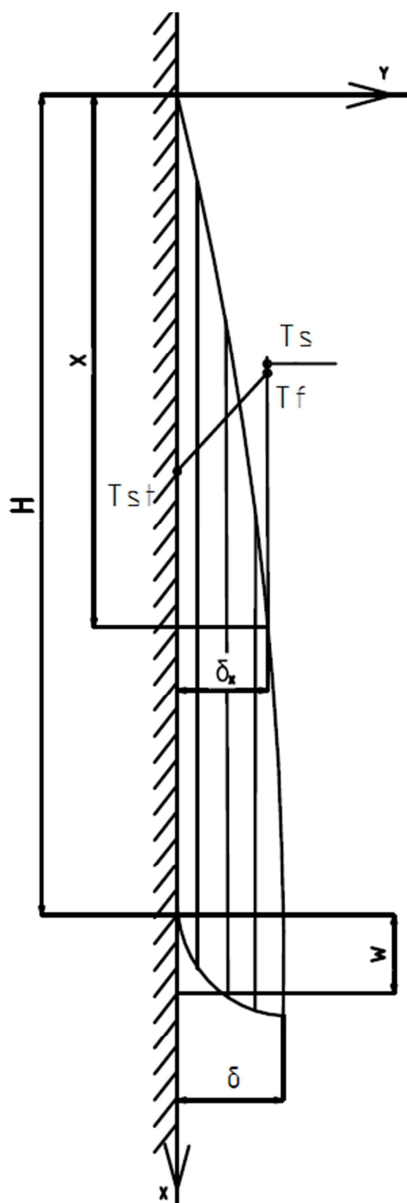
Nusseltovo číslo Nu_f (odvození vztahu viz zdroj [10])

$$Nu_f = 0,941 \cdot Z^{-0,2187} \cdot \varepsilon_t = 0,941 \cdot 369^{-0,2187} \cdot 0,98 = 0,254 \quad (4.2-20)$$

Součinitel přestupu tepla α_{ver} na vnější straně trubky

$$\alpha_{ver} = \frac{Nu_f \cdot \lambda_v}{\sqrt[3]{\frac{\nu_v^2}{g}}} = \frac{0,254 \cdot 0,6798}{\sqrt[3]{\frac{(2,79 \cdot 10^{-7})^2}{9,81}}} = 8653,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.2-21)$$

Tloušťka a rychlost kondenzátního filmu



Obr. 14 Kondenzace páry na svislé ploše

Tloušťka kondenzátního filmu δ

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \mu_v^2 \cdot Re_f}{g \cdot \rho_v^2}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (2,67 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 95,2}{9,81 \cdot 954,34^2}} = 0,13 \text{ mm} \quad (4.2-22)$$

Rychlost kondenzátního filmu \bar{w}

$$\bar{w} = \frac{1}{3} \cdot g \cdot \frac{\rho_v}{\mu_v} \cdot \delta^2 = \frac{1}{3} \cdot 9,81 \cdot \frac{954,34}{2,67 \cdot 10^{-4}} \cdot 0,00013^2 = 0,20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.2-23)$$

4.2.2.2 Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubek

Pro výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubek je využito vztahů pro sdílení tepla při proudění pracovní látky uvnitř trubky. Voda proudící v trubkách je řešena při provozním tlaku $p = 0,6 \text{ MPa}$ a při výše určeném hmotnostním toku $m_v = 29,17 \text{ m.s}^{-1}$. Dále byla odhadnuta střední teplota vnitřní stěny trubky t_{st} dle poslední iterace. Vstupními daty pro výpočet jsou

Název	Značka	Hodnota
Tlak vody	p	$0,6 \text{ MPa}$
Hmotnostní tok vody	m_v	$29,17 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Vstupní teplota	t_B	$52,8^\circ\text{C}$
Výstupní teplota	t_C	95°C
Počet trubek v 1 průchodu	n_{tr1}	254
Střední teplota vnitřní stěny trubky dle poslední iterace	t_{st}	$90,6^\circ\text{C}$
Prandtlovo číslo proudů	Pr_{st}	1,950

Střední teplota vody t_s

$$t_s = \frac{t_B + t_C}{2} = \frac{52,8 + 95}{2} = 73,9^\circ\text{C} \quad (4.2-24)$$

Fyzikální vlastnosti vody při střední teplotě t_s

Název	Značka	Hodnota
Hustota	ρ_s	$975,72 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Dynamická viskozita	μ_s	$3,83 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Tepelná vodivost	λ_s	$0,6629 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Prandtlovo číslo proudů	Pr_s	2,423

Objemový tok vody

$$V = \frac{m_v}{\rho_s} = \frac{29,17}{975,72} = 0,0299 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.2-25)$$

Celkový průtočný průřez

$$Q = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot n_{tr1} = \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} \cdot 254 = 0,0199 \text{ m}^2 \quad (4.2-26)$$

Rychlost vody v trubce w

$$w = \frac{V}{Q} = \frac{0,0299}{0,0199} = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.2-27)$$

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w \cdot d_1 \cdot \rho_s}{\mu_s} = \frac{1,5 \cdot 0,01 \cdot 975,72}{0,00038} = 38142 \quad (4.2-28)$$

Výše uvedená hodnota Reynoldsova čísla spadá do pásma přechodového a turbulentního proudění ($Re = 2300 - 1 \cdot 10^6$) a pro další výpočet jsou tedy voleny následující vztahy.

Parametr A

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(Re) - 1,64)^2 \cdot 8} = \\ &= \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(38142) - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,0028 \end{aligned} \quad (4.2-29)$$

Nusseltovo číslo

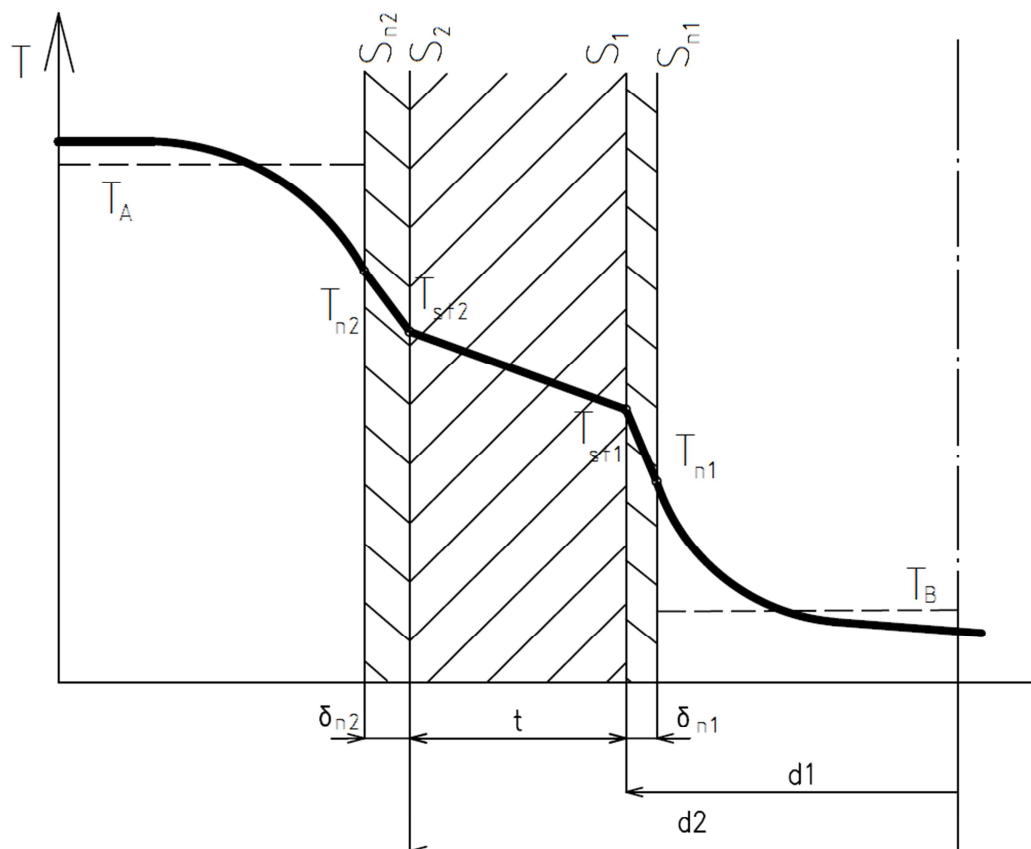
$$\begin{aligned} Nu &= \frac{A \cdot (Re - 1000) \cdot Pr_s}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A} \cdot \left(Pr_s^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = \\ &= \frac{0,0028 \cdot (38142 - 1000) \cdot 2,423}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,0028} \cdot (2,423^{\frac{2}{3}} - 1)} = 162,9 \end{aligned} \quad (4.2-30)$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_s}{d_1} = \frac{162,9 \cdot 0,6629}{0,01} = 10799,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.2-31)$$

4.2.2.3 Výpočet součinitele prostupu tepla k v oblasti kondenzace páry

Obr.15 zobrazuje obecně průběh teplot při prostupu tepla stěnou trubky. Odpor případného nánosu na vnitřní straně trubky je možné zanedbat.



Obr. 15 Prostup tepla stěnou trubky

Obecný vztah

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_A + R_{n2} + R_{st} + R_{n1} + R_B} \quad (4.2-32)$$

Dílčí odpor R_A

$$R_A = \frac{1}{\alpha_A} = \frac{1}{8653,4} = 1,09 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot K \cdot W^{-1} \quad (4.2-33)$$

Dílčí odpor R_{st}

$$R_{st} = \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_{st}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{0,012}{2 \cdot 15} \cdot \ln \frac{0,012}{0,01} = 7,3 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot K \cdot W^{-1} \quad (4.2-34)$$

Dílčí odpor R_{n2}

$$R_{n2} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,00013}{0,6798} = 1,9 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot K \cdot W^{-1} \quad (4.2-35)$$

Dílčí odpor R_B

$$R_B = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_B} = \frac{0,012}{0,01} \cdot \frac{1}{10799,9} = 9,31 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot K \cdot W^{-1} \quad (4.2-36)$$

Součinitel prostupu tepla při kondenzaci

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{R} = \frac{1}{R_A + R_{n2} + R_{st} + R_{n1} + R_B} = \\ &= \frac{1}{1,09 \cdot 10^{-4} + 0 + 7,3 \cdot 10^{-5} + 0 + 9,31 \cdot 10^{-5}} = \\ &= 2135,38 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \end{aligned} \quad (4.2-37)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\begin{aligned} \Delta t_{ln} &= \frac{(t_s - t_B) - (t_s - t_C)}{\ln \frac{t_s - t_B}{t_s - t_C}} = \frac{(105,5 - 52,8) - (105,5 - 95)}{\ln \frac{105,5 - 52,8}{105,5 - 95}} = \\ &= 26,15^\circ C \end{aligned} \quad (4.2-38)$$

Tepelný výkon kondenzační oblasti

$$\begin{aligned} Q_I &= m_v \cdot (i_C - i_B) = 29,17 \cdot (398,41 - 221,61) = \\ &= 5156,76 kJ \cdot s^{-1} \end{aligned} \quad (4.2-39)$$

Teplosměnná plocha trubek pro kondenzační oblast

$$S_I = \frac{Q_I}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{5156,76}{2135,38 \cdot 26,15} = 92,35 m^2 \quad (4.2-40)$$

Délka 1 trubky v kondenzační oblasti

$$l_{II_tr} = \frac{S_I}{\pi \cdot d_2 \cdot n_{tr}} = \frac{92,35}{\pi \cdot 0,012 \cdot 254} = 9,64 m \quad (4.2-41)$$

4.2.2.4 Kontrola volené střední teploty vnější stěny teplosměnné trubky v kondenzační oblasti

Při kontrole vyjdeme z následujících vstupních dat

Název	Značka	Hodnota
Teplosměnná plocha trubek	S_I	$92,35 \text{ m}^2$
Tepelný výkon v oblasti kondenzace	Q_I	$5\,156\,760 \text{ J} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplota kondenzace páry	t_Y	$105,5^\circ\text{C}$
Tepelná vodivost kondenzační blány	λ	$0,6798 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Tloušťka kondenzační blány	δ	$0,00013 \text{ m}$

Po upravení vztahu pro výpočet tepelného výkonu

$$Q_I = k \cdot S_I \cdot \Delta t = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda}} \cdot S_I \cdot (t_Y - T_{st}) \quad (4.2-42)$$

dostaneme rovnici pro výpočet střední teploty vnější stěny teplosměnné trubky v kondenzační oblasti

$$T_{st} = t_Y - \frac{Q_I \cdot \delta}{\lambda \cdot S_I} = 105,5 - \frac{5\,156\,760 \cdot 0,00013}{0,6798 \cdot 92,35} = 94,7^\circ\text{C} \quad (4.2-43)$$

4.2.1.2 Kontrola volené střední teploty vnitřní stěny teplosměnné trubky v kondenzační oblasti

Při kontrole vyjdeme z následujících vstupních dat

Název	Značka	Hodnota
Teplosměnná plocha trubek	S_I	$92,35 \text{ m}^2$
Tepelný výkon v oblasti kondenzace	Q_I	$5\,156\,760 \text{ J} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplota vnější stěny	t_{st}	$94,7^\circ\text{C}$
Tepelná vodivost teplosměnné trubky	λ	$15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Vnější průměr teplosměnné trubky	d_2	$0,012 \text{ m}$
Vnitřní průměr teplosměnné trubky	d_1	$0,010 \text{ m}$

Po upravení vztahu pro výpočet tepelného výkonu

$$Q_I = k \cdot S_I \cdot \Delta t = \frac{1}{\frac{d_2}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \cdot S_I \cdot (t_{st} - T_{st}) \quad (4.2-44)$$

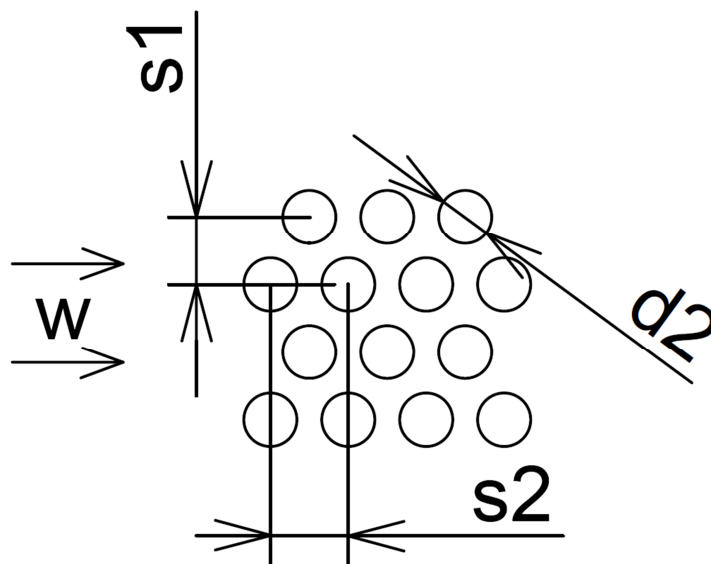
dostaneme rovnici pro výpočet střední teploty vnitřní stěny teplosměnné trubky v kondenzační oblasti

$$T_{st} = t_{st} - \frac{Q_I \cdot d_2 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}{2 \cdot \lambda \cdot S_I} = 94,7 - \frac{5\,156\,760 \cdot 0,012 \cdot \ln \frac{0,012}{0,01}}{2 \cdot 15 \cdot 92,35} = 90,6^\circ\text{C}$$

4.2.3 Výpočet teplosměnné plochy pro oblast podchlazování kondenzátu

Výpočet teplosměnné plochy trubek v oblasti podchlazovače kondenzátu. Podchlazovač se nachází v dolní části ohřívačku na straně trubek se vstupující ohřívanou vodou, tedy v oblasti s největším teplotním rozdílem a je řešen pomocí vztahů pro sdílení tepla při příčném obtékání svazku trubek na straně vnější a vztahů pro sdílení tepla při proudění pracovní látky uvnitř trubky na straně vnitřní. Ochlazení kondenzátu od trubek s vystupující ohřívanou vodou též ponořených v kondenzátu je ve výpočtu vzhledem k nízkému teplotnímu rozdílu mezi kondenzátem a stěnou trubek a předpokládané relativně malé ploše podchlazovače zanedbán.

4.2.3.1 Určení součinitele přestupu tepla na vnější straně trubek



Obr. 16 Příčné obtékání trubkového svazku

Pro výpočet je použito následujících vstupních dat

Název	Značka	Hodnota
-------	--------	---------

Hmotnostní tok kondenzátu	m_p	$2,30 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak kondenzátu	p	$0,123 \text{ MPa}$
Vstupní teplota kondenzátu	t_Y	$105,5^\circ \text{C}$
Výstupní teplota kondenzátu	t_Z	70°C
Příčná rozteč trubek	s_1	$0,0175 \text{ m}$
Vnější průměr trubky	d_2	$0,012 \text{ m}$
Úhel uspořádání trubek	β	60°
Průřez podchlazovače	s_c	$0,55 \text{ m}$

Střední teplota kondenzátu t_s

$$t_s = \frac{t_Y + t_Z}{2} = \frac{105,5 + 70}{2} = 87,7^\circ \text{C} \quad (4.2-46)$$

Fyzikální vlastnosti kondenzátu při střední teplotě t_s

Název	Značka	Hodnota
Hustota	ρ_s	$966,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Dynamická viskozita	μ_s	$3,223 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Tepelná vodivost	λ_s	$0,6718 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Prandtlovo číslo proudu	Pr_s	$2,019$
Kinematická viskozita	ϑ_s	$3,338 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita	c_s	$4,203 \text{ kJ}$

Určení podélné rozteče s_2

$$s_2 = \sin(\beta) \cdot s_1 = \sin(60^\circ) \cdot 0,0175 = 0,0151 \text{ m} \quad (4.2-47)$$

Rozteč přepážek v podchlazovači kondenzátu (dle zkušeností se doporučuje volit jako 1/5 průřezu podchlazovače)

$$H = 0,2 \cdot s_c = 0,2 \cdot 0,55 = 0,11 \text{ m} \quad (4.2-48)$$

Šířka obdélníkového otvoru v horní části podchlazovače (zvoleno dle doporučení)

$$s_{vst} = 0,160 \text{ m} \quad (4.2-49)$$

Průtočný průřez S při zahrnutí přepážky o tloušťce 5 mm.

$$S = s_{vst} \cdot (H - 0,005) = 0,16 \cdot (0,11 - 0,005) = 0,0168 \text{ m}^2 \quad (4.2-50)$$

Charakteristický rozměr teplosměnné trubky l

$$l = \frac{\pi}{2} \cdot d_2 = \frac{\pi}{2} \cdot 0,012 = 0,0188 \text{ m} \quad (4.2-51)$$

Určení poměrné příčné rozteče a

$$a = \frac{s_1}{d_2} = \frac{0,0175}{0,012} = 1,458 \quad (4.2-52)$$

Určení poměrné příčné rozteče b

$$b = \frac{s_2}{d_2} = \frac{0,0151}{0,012} = 1,258 \quad (4.2-53)$$

Objemový tok kondenzátu \dot{V}_k

$$\dot{V}_k = \frac{m_p}{\rho_s} = \frac{2,30}{966,8} = 0,0024 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.2-54)$$

Rychlost proudění kondenzátu w_k

$$w_k = \frac{\dot{V}_k}{S} = \frac{0,0024}{0,0168} = 0,142 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.2-55)$$

Součinitel τ (zohlednění velikosti poměrné příčné rozteče) platný pro $b > 1$

$$\tau = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,458} = 0,4614 \quad (4.2-56)$$

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_k \cdot l}{\tau \cdot \vartheta_s} = 17331,5 \quad (4.2-57)$$

Nusseltovo číslo (laminární) Nu_{lam}

$$\begin{aligned} Nu_{lam} &= 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr_s} = 0,664 \cdot \sqrt{17331,5} \cdot \sqrt[3]{2,019} = \\ &= 110,48 \end{aligned} \quad (4.2-58)$$

Nusseltovo číslo (turbulentní) Nu_{tur}

$$Nu_{tur} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_s}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr_s^{2/3} - 1)} = \quad (4.2-59)$$

$$= \frac{0,037 \cdot 17331,5^{0,8} \cdot 2,019}{1 + 2,443 \cdot 17331,5^{-0,1} \cdot (2,019^{2/3} - 1)} = 118,60$$

Nusseltovo číslo (mříže, svazku) Nu_m

$$Nu_m = 0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{tur}^2} = 162,38 \quad (4.2-60)$$

Korekční součinitel f_A podchycující dané uspořádání trubkového svazku (vystřídané uspořádání trubek)

$$f_A = 1 - \frac{2}{3 \cdot b} = 1 - \frac{2}{3 \cdot 1,258} = 1,530 \quad (4.2-61)$$

Určení Nusseltova čísla Nu s korekcí na počet řad ve svazku (vztah pro počet řad > 10)

$$Nu = f_A \cdot Nu_m = 1,530 \cdot 162,38 = 248,41 \quad (4.2-62)$$

Určení součinitele přestupu tepla α na vnější straně trubky při příčném obtékání

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_s}{l} = \frac{248,41 \cdot 0,6718}{0,0188} = 8853,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.2-63)$$

4.2.3.2 Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubek

Pro výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubek je využito vztahů pro sdílení tepla při proudění pracovní látky uvnitř trubky. Voda proudící v trubkách je řešena při provozním tlaku $p = 0,6 \text{ MPa}$ a při výše určeném hmotnostním toku $m_v = 29,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Dále byla odhadnuta střední teplota vnitřní stěny trubky t_{st} dle poslední iterace. Vstupními daty pro výpočet jsou

Název	Značka	Hodnota
Tlak vody	p	$0,6 \text{ MPa}$
Hmotnostní tok vody	m_v	$29,17 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Vstupní teplota	t_A	50°C
Výstupní teplota	t_B	$52,8^\circ \text{C}$
Počet trubek v 1 průchodu	n_{tr1}	254
Střední teplota vnitřní stěny trubky	t_{st}	$59,8^\circ \text{C}$

Prandtlovo číslo proudu	Pr_{st}	3,006
-------------------------	-----------	-------

Střední teplota vody t_s

$$t_s = \frac{t_A + t_B}{2} = \frac{50 + 52,8}{2} = 51,4^\circ\text{C} \quad (4.2-64)$$

Fyzikální vlastnosti vody při střední teplotě t_s

Název	Značka	Hodnota
Hustota	ρ_s	$987,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Dynamická viskozita	μ_s	$5,342 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Tepelná vodivost	λ_s	$0,6423 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Prandtlovo číslo proudu	Pr_s	3,476

Objemový tok vody

$$V = \frac{m_v}{\rho_s} = \frac{29,17}{987,6} = 0,0295 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.2-65)$$

Celkový průtočný průřez

$$Q = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot n_{tr1} = \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} \cdot 254 = 0,0199 \text{ m}^2 \quad (4.2-66)$$

Rychlost vody v trubce

$$w = \frac{V}{Q} = \frac{0,0295}{0,0199} = 1,48 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.2-67)$$

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w \cdot d_1 \cdot \rho_s}{\mu_s} = \frac{1,5 \cdot 0,01 \cdot 987,6}{0,00053} = 27367 \quad (4.2-68)$$

Výše uvedená hodnota Reynoldsova čísla spadá do pásma přechodového a turbulentního proudění ($Re = 2300 - 1 \cdot 10^6$) a pro další výpočet jsou tedy voleny následující vztahy. [10]

Parametr A

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(Re) - 1,64)^2 \cdot 8} = \quad (4.2-69)$$

$$= \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(27367) - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,0030$$

Korekce dle vlivu rozdílných teplot hlavního proudu a teploty proudu u stěny

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr_s}{Pr_{st}} \right)^{0,11} = \left(\frac{3,476}{3,006} \right)^{0,11} = 1,016 \text{ (není nutná)} \quad (4.2-70)$$

Nusseltovo číslo

$$Nu = \frac{A \cdot (Re - 1000) \cdot Pr_s}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A} \cdot \left(Pr_s^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = \quad (4.2-71)$$

$$= \frac{0,0028 \cdot (27367 - 1000) \cdot 3,476}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,0030} \cdot (3,476^{2/3} - 1)} = 145,3$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_s}{d_1} = \frac{145,3 \cdot 0,6423}{0,01} = 9334,3 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (4.2-72)$$

4.2.3.3 Výpočet teplotního spádu Δt a součinitele prostupu tepla k v oblasti podchlazování kondenzátu.

Ze součinitelů přestupu tepla α v oblasti podchlazování kondenzátu určíme součinitel prostupu tepla k .

Obecný vztah

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_A + R_{st} + R_B} \quad (4.2-73)$$

Dílčí odpor R_A

$$R_A = \frac{1}{\alpha_A} = \frac{1}{8853,3} = 1,13 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot K \cdot W^{-1} \quad (4.2-74)$$

Dílčí odpor R_{st}

$$R_{st} = \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_{st}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} = \frac{0,012}{2 \cdot 15} \cdot \ln \frac{0,012}{0,01} = 7,3 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot K \cdot W^{-1} \quad (4.2-75)$$

Dílčí odpor R_B

$$R_B = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_B} = \frac{0,012}{0,01} \cdot \frac{1}{9334,3} = 1,29 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot K \cdot W^{-1} \quad (4.2-76)$$

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_A + R_{st} + R_B} = \frac{1}{1,13 \cdot 10^{-4} + 7,3 \cdot 10^{-5} + 1,29 \cdot 10^{-4}} = \quad (4.2-77)$$
$$= 3180,3 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Určení vodního ekvivalentu ohřívání vody w_v

$$w_v = c_v \cdot m_v = 4,179 \cdot 29,17 = 121,88 kJ \cdot kg^{-1} \cdot s^{-1} \quad (4.2-78)$$

kde c_v je měrná tepelná kapacita vody při střední teplotě v oblasti podchlazování kondenzátu.

Určení vodního ekvivalentu kondenzátu w_p

$$w_p = c_s \cdot m_p = 4,203 \cdot 2,30 = 9,67 kJ \cdot kg^{-1} \cdot s^{-1} \quad (4.2-79)$$

kde c_s je měrná tepelná kapacita kondenzátu při střední teplotě v oblasti podchlazování kondenzátu.

Parametr P

$$P = \frac{t_{k1} - t_{k2}}{t_{k1} - t_{v1}} = \frac{105,50 - 70}{105,50 - 50} = 0,640 \quad (4.2-80)$$

Parametr R

$$R = \frac{w_k}{w_v} = \frac{9,67}{121,88} = 0,079 \quad (4.2-81)$$

Pro hodnoty P a R odečteme z grafu na straně 256 zdroje [10] poměr $\frac{\Delta t_{stř}}{t_{k1} - t_{v1}}$

$$\frac{\Delta t_{stř}}{t_{k1} - t_{v1}} = 0,608 \quad (4.2-82)$$

a odtud

$$\Delta t_{stř} = 0,51 \cdot (t_{k1} - t_{v1}) = 0,608 \cdot (105,50 - 50) = 33,74^{\circ}\text{C} \quad (4.2-83)$$

Tepelný výkon oblasti podchlazování kondenzátu

$$\begin{aligned} Q_{II} &= m_p \cdot (i_B - i_A) = 29,17 \cdot (221,61 - 209,84) = \\ &= 344,16 \text{ kJ} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.2-84)$$

Teplosměnná plocha trubek pro podchlazovací oblast

$$S_{II} = \frac{Q_{II}}{k \cdot \Delta t_{stř}} = \frac{344,16}{3180,3 \cdot 33,74} = 3,21 \text{ m}^2 \quad (4.2-85)$$

Délka 1 trubky v oblasti podchlazování kondenzátu (výška podchlazovače)

$$l_{II_{tr}} = \frac{S_{II}}{\pi \cdot d_2 \cdot n_{tr}} = \frac{3,21}{\pi \cdot 0,012 \cdot 254} = 0,327 \text{ m} \quad (4.2-86)$$

Podchlazovač kondenzátu volím vysoký 350 mm se třemi průchody o výšce každého 110 mm.

4.2.3.4 Kontrola volené střední teploty vnitřní stěny teplosměnné trubky v oblasti podchlazování kondenzátu

Při kontrole vyjdeme z následujících vstupních dat

Název	Značka	Hodnota
Teplosměnná plocha trubek	S_{II}	$3,21 \text{ m}^2$
Tepelný výkon v oblasti podchlazování kondenzátu	Q_{II}	$344\,160 \text{ J} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplota vnější stěny	t_{st}	$67,6^{\circ}\text{C}$
Tepelná vodivost teplosměnné trubky	λ	$15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Vnější průměr teplosměnné trubky	d_2	$0,012 \text{ m}$
Vnitřní průměr teplosměnné trubky	d_1	$0,010 \text{ m}$

Po upravení vztahu pro výpočet tepelného výkonu

$$Q_{II} = k \cdot S_{II} \cdot \Delta t = \frac{1}{\frac{d_2}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \cdot S_{II} \cdot (t_{st} - T_{st}) \quad (4.2-87)$$

dostaneme rovnici pro výpočet střední teploty vnitřní stěny teplosměnné trubky v kondenzační oblasti

$$T_{st} = t_{st} - \frac{Q_{II} \cdot d_2 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}{2 \cdot \lambda \cdot S_{II}} = 67,6 - \frac{344\,160 \cdot 0,012 \cdot \ln \frac{0,012}{0,01}}{2 \cdot 15 \cdot 3,21} = 59,8^\circ\text{C} \quad (4.2-88)$$

V řešeném případě střední teplota stěny trubky v prostoru podchlazování kondenzátu nebude mít vliv na výpočet součinitele přestupu tepla, jelikož korekční součinitel ε_t vychází blízky 1 a je zanedbán.

4.3 Hydraulický výpočet

Hydraulický výpočet je omezen pouze na výpočet tlakové ztráty při proudění vody vnitřkem teplosměnných trubek. Výpočet tlakové ztráty v parním prostoru je možné v daném případě řešeného ohřívačku topné vody zanedbat.

4.3.1 Tlaková ztráta svazku trubek při proudění látky uvnitř trubek

Tlaková ztráta závisí na tlaku, teplotě a rychlosti proudění média v trubce. Dále na délce, tvaru trubky a jejím materiálu. Obecně je popsána vztahem (dle zdroje [10])

$$\Delta p = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \left[\xi_1 \cdot \frac{\rho}{\rho_1} + \left(\lambda \cdot \frac{L}{d_1} + \sum \xi_{mi} \right) + \xi_2 \cdot \frac{\rho}{\rho_2} \right] \quad (4.3-1)$$

pro výpočet je použito následujících vstupů

Název	Značka	Hodnota
Rychlost vody v trubce	w	$1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Vstupní teplota vody	t_A	50°C
Výstupní teplota vody	t_C	95°C
Střední teplota vody	t_S	$72,5^\circ\text{C}$
Počet trubek v 1 průchodu	n_{tr1}	254
Vnější průměr teplosměnné trubky	d_2	$0,012 \text{ m}$
Vnitřní průměr teplosměnné trubky	d_1	$0,010 \text{ m}$
Teplosměnná plocha trubek v oblasti kondenzace	S_I	$92,35 \text{ m}^2$
Teplosměnná plocha trubek v oblasti podchlazování kondenzátu	S_{II}	$3,21 \text{ m}^2$

Fyzikální vlastnosti vody při teplotách t_A , t_B a t_S

Název	Značka	Hodnota
Hustota při t_A	ρ_A	$988,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Hustota při t_B	ρ_B	$962,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Hustota při t_S	ρ_S	$976,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Reynoldsovo číslo pro t_S	Re_S	37465

Určení celkové délky teplosměnné trubky

$$L = \frac{S_I + S_{II}}{n_{tr1} \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{3,21 + 92,35}{254 \cdot \pi \cdot 0,012} = 9,98 \text{ m} \quad (4.3-2)$$

Místní ztrátové součinitele určené dle zdroje [11]

Název	Značka	Hodnota
Ztráta na vstupu do potrubí	ξ_1	0,5
Ztráta na výstupu z potrubí	ξ_2	1
Ztráta v koleni	ξ_{mi}	1,2

Součinitel tření λ je určen pomocí Colebrook-Whiteovy rovnice platící pro turbulentní proudění. Absolutní drsnost potrubí k je pro bezešvou ocel přibližně rovna hodnotě 0,2 mm.

$$\begin{aligned} \frac{1}{\sqrt{\lambda}} &= -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,7 \cdot d_1} \right) = \\ &= -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{37465 \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{0,0002}{3,7 \cdot 0,01} \right) \end{aligned} \quad (4.3-3)$$

$$\lambda = 0,0496$$

Určení tlakových ztrát při proudění vody uvnitř teplosměnných trubek

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \left[\xi_1 \cdot \frac{\rho}{\rho_1} + \left(\lambda \cdot \frac{L}{d_1} + \sum \xi_{mi} \right) + \xi_2 \cdot \frac{\rho}{\rho_2} \right] = \\ &= \frac{1,5^2}{2} \cdot 976,6 \cdot \left[0,5 \cdot \frac{976,6}{988,3} + \left(0,0496 \cdot \frac{9,98}{0,01} + 1,2 \right) + 1 \cdot \frac{976,6}{962,1} \right] = \\ &= 57361 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (4.3-4)$$

4.4 Dimenzování vybraných dílů ohříváku

4.4.1 Kontrola zvolené tloušťky stěn teplosměnných trubek

Kontrola zvolené tloušťky stěny teplosměnné trubky vychází z normy ČSN 69 0010 (zdroj [12]). Maximální teplota vstupní páry se může pohybovat až do 189°C. Pro trubky byla zvolena nerezová ocel X6CrNiTi18-10, vhodná pro oxidační prostředí, s mezí kluzu $R_{p0,2}$ branou pro teplotu 200°C. Viz příloha [2] – materiálový list.

Pro výpočet je použito následujících vstupních hodnot

Název	Značka	Hodnota
Mez kluzu materiálu trubek	$R_{p0,2}$	157 000 000 Pa
Maximální tlak ohřívání vody	p_{max}	900 000 Pa
Vnější průměr teplosměnné trubky	d_2	0,012 m
Tloušťka teplosměnné trubky	t_{tr}	0,001 m
Bezpečnostní součinitel	k	1,5
Součinitel svarového spoje	φ_p	1

Určení dovoleného napětí

$$\sigma_D = \frac{R_{p0,2}}{k} = \frac{157\,000\,000}{1,5} = 104\,666\,667\,Pa \quad (4.4-1)$$

Určení minimální tloušťky teplosměnné trubky

$$s_R = \frac{p_{max} \cdot d_2}{2 \cdot \sigma_D \cdot \varphi_p - p_{max}} = \frac{900\,000 \cdot 0,012}{2 \cdot 104\,666\,667 \cdot 1 - 900\,000} = 0,000052\,m \quad (4.4-2)$$

Minimální tloušťka teplosměnné trubky po přídavcích

$$s \geq s_R + c_1 + c_2 + c_3 = 0,000052 + 0 + 0,12 \cdot t_{tr} + 0,0002 = 0,000052 + 0 + 0,12 \cdot 0,001 + 0,0002 = 0,000372\,m \quad (4.4-3)$$

kde

c_1 – přídavek na kompenzaci koroze a eroze, 0 – nerez ocel

c_2 – přídavek na záporné úchytky výroby, 12% volené tloušťky

c_3 – technologický přídavek, 0,0002 m

Zvolená tloušťka teplosměnné trubky 1 mm je větší než minimální tloušťka 0,372mm. Zvolená tloušťka vyhovuje.

4.4.2 Kontrola pevnosti pláště

Kontrola pevnosti stěny pláště je provedena dle normy ČSN 69 0010 [12]. Pro plášť byla navržena tloušťka stěny 8 mm a materiál s označením P235GH vhodný pro tlakové nádoby. Viz příloha [3] – materiálový list. Při výpočtu je použito následujících vstupních hodnot

Název	Značka	Hodnota
Mez kluzu materiálu pláště a trubkovnice (pro teplotu do 200°C)	$R_{p0,2}$	160 000 000 Pa
Tlak v oblasti kondenzace páry	p_{max}	123 000 Pa
Vnější průměr pláště	D_2	0,600 m
Tloušťka stěny pláště	s_{pl}	0,008 m
Bezpečnostní součinitel	k	1,5
Součinitel svarového spoje	φ_p	1

Určení dovoleného napětí

$$\sigma_D = \frac{R_{p0,2}}{k} = \frac{160\,000\,000}{1,5} = 106\,666\,667\,Pa \quad (4.4-4)$$

Určení minimální tloušťky pláště

$$s_R = \frac{p_{max} \cdot D_2}{2 \cdot \sigma_D \cdot \varphi_p - p_{max}} = \frac{123\,000 \cdot 0,600}{2 \cdot 106\,666\,667 \cdot 1 - 123\,000} = 0,00035\,m \quad (4.4-5)$$

Minimální tloušťka pláště po přídavech

$$s \geq s_R + c_1 + c_2 + c_3 = 0,00035 + 0 + 0,12 \cdot s_{pl} + 0,0002 = 0,00035 + 0 + 0,12 \cdot 0,008 + 0,0002 = 0,00067\,m \quad (4.4-6)$$

kde

c_1 – přídavek na kompenzaci koroze a eroze, 0 – nerez ocel

c_2 – přídavek na záporné úchytky výroby, 12% volené tloušťky

c_3 – technologický přídavek, 0,0002 m

Tloušťka stěny pláště 8 mm vyhovuje.

4.4.3 Kontrola pevnosti dolního pláště

Kontrola pevnosti stěny pláště je provedena dle normy ČSN 69 0010 [12]. Při výpočtu je použito následujících vstupních hodnot.

Název	Značka	Hodnota
Mez kluzu materiálu pláště a trubkovnice (pro teplotu do 200°C)	$R_{p0,2}$	160 000 000 Pa
Maximální tlak v oblasti vstupu vody	p_{max}	900 000 Pa
Vnější průměr pláště	D_2	0,600 m
Tloušťka stěny pláště	s_{pl}	0,008 m
Bezpečnostní součinitel	k	1,5
Součinitel svarového spoje	φ_p	1

Určení dovoleného napětí

$$\sigma_D = \frac{R_{p0,2}}{k} = \frac{160\,000\,000}{1,5} = 106\,666\,667\,Pa \quad (4.4-7)$$

Určení minimální tloušťky pláště

$$s_R = \frac{p_{max} \cdot D_2}{2 \cdot \sigma_D \cdot \varphi_p - p_{max}} = \frac{900\,000 \cdot 0,600}{2 \cdot 106\,666\,667 \cdot 1 - 900\,000} = 0,00254\,m \quad (4.4-8)$$

Minimální tloušťka pláště po přídavcích

$$s \geq s_R + c_1 + c_2 + c_3 = 0,00254 + 0 + 0,12 \cdot s_{pl} + 0,0002 = 0,00254 + 0 + 0,12 \cdot 0,008 + 0,0002 = 0,00370\,m \quad (4.4-9)$$

kde

c_1 – přídavek na kompenzaci koroze a eroze, 0 – nerez ocel

c_2 – přídavek na záporné úchytky výroby, 12% volené tloušťky

c_3 – technologický přídavek, 0,0002 m

Tloušťka stěny spodního pláště 8 mm vyhovuje.

4.4.4 Kontrola tloušťky trubkovnice a příruby spodního pláště

V případě svislého ohříváku se symetricky rozloženým umístěním teplosměnných trubek je trubkovnice namáhána zejména dvěma napětími způsobenými – diferencí tlaků mezi parním a vodním prostorem a dále také vlastní

tíhou trubek a média uvnitř ohříváku. Tloušťka trubkovnice byla navržena a následně pomocí specializovaného softwaru zkontrolována správnost návrhu. Jako vstupní data pro kontrolu byl vybrán vnitřní průměr pláště spolu s následujícími parametry

Rozdíl tlaků mezi parním a vodním prostorem

$$\Delta p = |p_v - p_p| = |0,6 - 0,123| = 0,477 \text{ MPa} \quad (4.4-10)$$

Pozn. Ve vodním prostoru je tlak vyšší než v prostoru parním, napětí vzniklé tímto rozdílem tlaků bude působit směrem nahoru.

Pro zjištění namáhání tíhovou silou od trubek a média uvnitř pláště si nejprve určíme hmotnosti jednotlivých částí. Použijeme tyto vstupní hodnoty.

Název	Značka	Hodnota
Počet teplosměnných trubek v 1 průchodu	n_{tr}	254
Celková délka teplosměnné trubky	l_{tr}	9,98 m
Měrná hustota teplosměnné trubky	ρ_{tr}	$0,275 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$
Počet podpěrných trubek	n_{ptr}	8
Délka podpěrné trubky	l_{ptr}	4,4 m
Měrná hustota teplosměnné trubky	ρ_{ptr}	$4.437 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$
Vnitřní průměr pláště	D_1	0,564 m
Výška pláště	H	4,8m
Hustota vody při t_A	ρ	$962,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Hmotnost teplosměnných a podpěrných trubek

$$\begin{aligned} m_{tr} &= n_{tr} \cdot l_{tr} \cdot \rho_{tr} + n_{ptr} \cdot l_{ptr} \cdot \rho_{ptr} = \\ &= 254 \cdot 9,98 \cdot 0,275 + 8 \cdot 4,4 \cdot 4,437 = 854 \text{ kg} \end{aligned} \quad (4.4-11)$$

pozn. hmotnost přepážek a podchlazovače kondenzátu byla zanedbána.

Hmotnost vody při kompletním zatopení ohříváku

$$m_v = \pi \cdot \left(\frac{D_1}{2}\right)^2 \cdot H \cdot \rho = \pi \cdot \left(\frac{0,564}{2}\right)^2 \cdot 4,8 \cdot 962,1 = 1154 \text{ kg} \quad (4.4-12)$$

Maximální zatížení hmotností trubek a vody uvnitř pláště

$$G = \frac{(m_{tr} + m_v) \cdot g}{\pi \cdot \left(\frac{D_1}{2}\right)^2} = \frac{(854 + 1154) \cdot 9,81}{\pi \cdot \left(\frac{0,564}{2}\right)^2} = 78\,847 \text{ Pa} \quad (4.4-13)$$

Napětí G působí směrem dolů.

Na základě těchto vstupních dat a geometrie rozložení trubek v trubkovnici a dle způsobu umístění trubkovnice v plášti byla pomocí specializovaného softwaru firmy TENZA a.s. zkontrolována správnost navržené tloušťky trubkovnice 44 mm – tloušťka trubkovnice vyhovuje.

Obdobným způsobem byla zkontrolována i tloušťka příruby dolního pláště 44 mm – tloušťka vyhovuje.

Pro spojení trubkovnice a příruby dolního pláště bylo zvoleno 24 šroubů M24 a následně softwarem zkontrolováno jako vyhovující.

4.4.5 Výpočet rozměrů hrdel a přírub

Dle doporučených rychlostí pro jednotlivá média a jejich požadovaných hmotnostních toků budou určeny průměry jednotlivých hrdel.

4.4.5.1 Vstup páry

Pára vstupuje do ohřívačku v jeho ose horním pláštěm.

Rychlost páry je vhodné držet na nižší hodnotě z důvodů zamezení možného vyššího abrazivního opotřebení materiálů, omezení vibrací a vyšších tlakových ztrát. Tlak topné páry je 0,123 MPa.

Název	Značka	Hodnota
Hmotnostní tok páry	m_p	$2,30 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Hustota páry	ρ_p	$0,716 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Navržená rychlost páry	w	$18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Průměr hrdla pro vstup páry

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot m_p}{\rho_p \cdot \pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,30}{0,716 \cdot \pi \cdot 18}} = 0,477 \text{ m} \quad (4.4-14)$$

Volím přírubu DN 500 PN 6 s vnitřní průměrem 480 mm.

4.4.5.2 Výstup kondenzátu

Zkondenzovaná pára vystupuje z ohřívačku po zchlazení v podchlazovací kondenzátu. Průměr hrdla je omezen výškou patra nejspodnějšího patra podchlazovače. Pro výstup kondenzátu volím přírubu DN 80 PN 6 s vnitřním průměrem 82 mm. Pro určení rychlosti kondenzátu ve výstupním hrdle použijeme následující data

Název	Značka	Hodnota
Hmotnostní tok páry	m_p	$2,30 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Hustota kondenzátu	ρ_z	$977,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Průměr hrdla	D	$0,082 \text{ m}$

Rychlost kondenzátu ve výstupním hrdlu.

$$w = \frac{4 \cdot m_p}{D^2 \cdot \rho_z \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 2,30}{0,082^2 \cdot 977,8 \cdot \pi} = 0,445 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4-15)$$

Tato rychlost kondenzátu byla shledána jako vyhovující.

4.4.5.3 Vstup a výstup ohřívané vody

Ohřívaná voda vstupuje i vystupuje do ohříváku dolním pláštěm. Dolní plášť je symetricky rozdělen přepážkou o tloušťce 12 mm, která odděluje studenou a ohřátou vodu. Nejvyšší dovolený tlak vody dle zadání je 0,9MPa.

Název	Značka	Hodnota
Hmotnostní tok vody	m_v	$29,17 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Hustota vody při vstupní teplotě t_A	ρ_A	$988,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Hustota vody při výstupní teplotě t_C	ρ_C	$962,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Navržená rychlost vody	w	$1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Průměr hrdla pro vstup vody

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot m_v}{\rho_A \cdot \pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 29,17}{988,3 \cdot \pi \cdot 1,5}} = 0,158 \text{ m} \quad (4.4-16)$$

Průměr hrdla pro výstup vody

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot m_v}{\rho_C \cdot \pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 29,17}{962,1 \cdot \pi \cdot 1,5}} = 0,160 \text{ m} \quad (4.4-17)$$

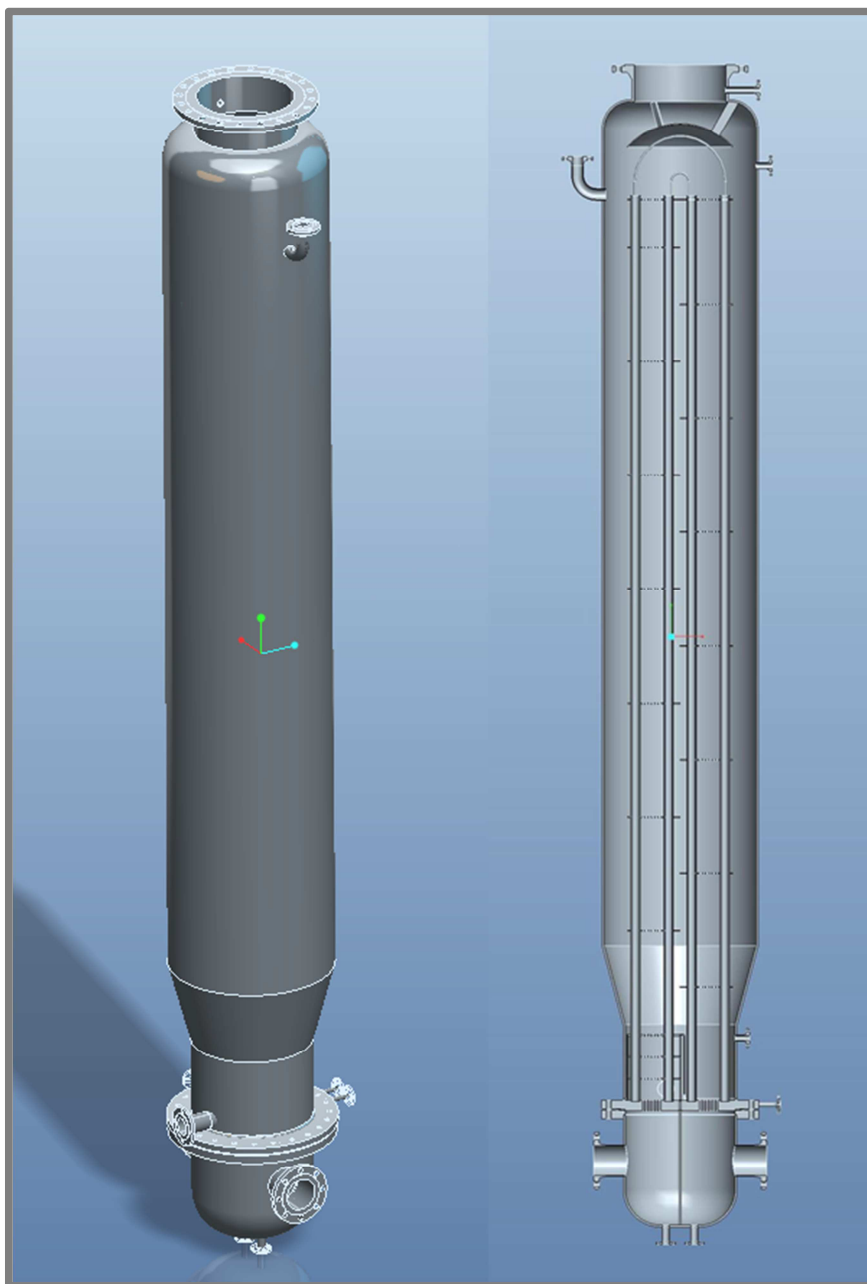
Pro obě hrdla volím přírubu DN 150 PN 16 s vnitřním průměrem 159 mm.

4.4.5.4 Kontrolní a regulační hrdla

V ohříváku jsou též umístěna hrdla pro odvodnění a odvzdušnění vybraných prostorů, dále hrdla pro odvod inertů a hrdla k hlídání výšky hladiny vody uvnitř pláště ohříváku. Rozměry jednotlivých hrdel byly voleny dle zkušenosti a označení přírub je uvedeno v tabulce na výkresu ohříváku.

5. TECHNICKÉ ŘEŠENÍ VÝMĚNÍKU

Na základě výsledků tepelného a hydraulického výpočtu z kapitoly č.4 byl ohřívací topné vody vymodelován v prostředí Pro/Engineer a vytvořen jeho projekční výkres. Na obrázku č.17 je na levé straně zobrazen náhled na celý ohřívací. Vpravo je pak zobrazen řez ohřívací. V řezu je možné vidět rozdělení spodního pláště přepážkou oddělující vodu studenou (levá komora) a ohřátou (pravá komora). V zúžené části horního pláště je pak umístěn podchlazovač kondenzátu se třemi patry, kterými kondenzát postupně prochází, příčně obtéká teplosměnné trubky a ochlazuje se z teploty sytosti na požadovanou teplotu dle zadání.



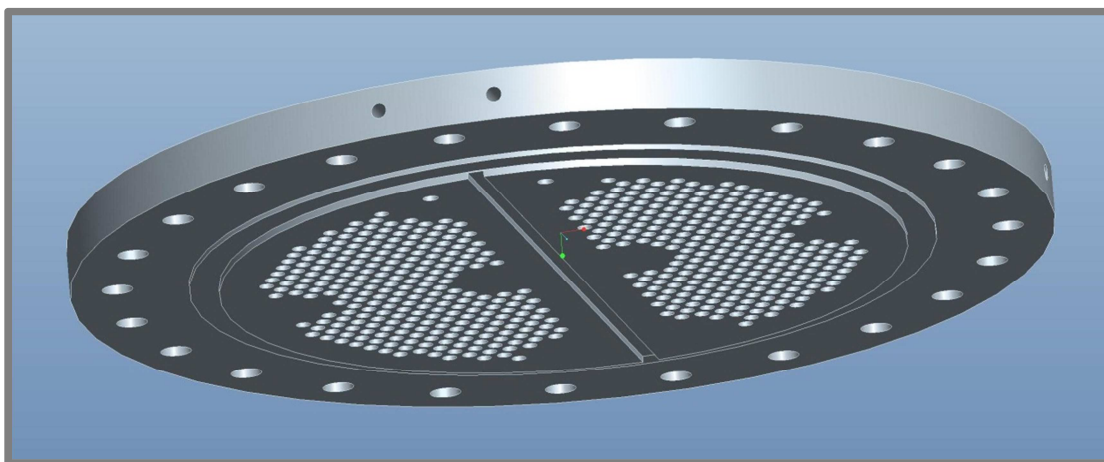
Obr. 17 Náhled na navržený výměník (vlevo), řez výměníkem (vpravo)

Ve výměníku je zaválcováno v trubkovnici 254 U-trubek (na každé polovině trubkovnice tedy 254 děr pro teplosměnné trubky). V řezu na modelu je vyobrazena pro přehlednost pouze U-trubka s nejmenším a největším poloměrem oblouku. Následuje stručný popis vybraných dílů ohřívačku.

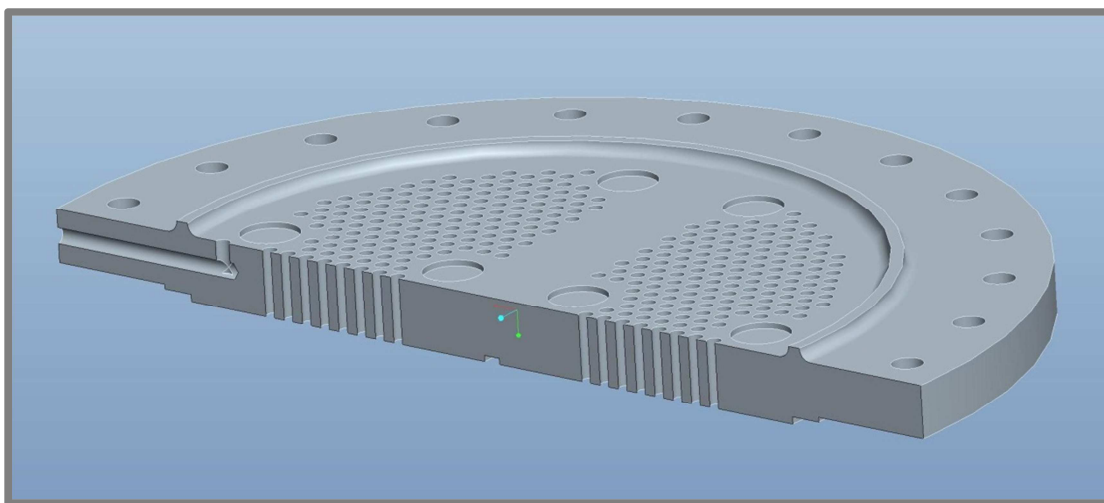
5.1 Trubkovnice

V navrženém ohřívačku se nachází jedna trubkovnice ve spodní části horního pláště, která odděluje parní a vodní prostor ohřívačku. V trubkovnici jsou zaválcovány a zavařeny teplosměnné trubky ve kterých proudí ohřívána voda. Navržená hloubka zaválcování 24 mm byla zkontrolována dle normy 69 68 10 a uznána jako vyhovující. Teplosměnné trubky jsou podepřeny nosnou konstrukcí z osmi trubek 48,3x4 mm, které jsou umístěny v kruhových otvorech trubkovnice o hloubce 5 mm a přivařeny k trubkovnici.

Otvory na boční stěně trubkovnice slouží k odvodnění parního prostoru a k odvodu vodních komor spodního pláště. Řešení odvodňovacího otvoru můžeme vidět v řezu na obr. 19. Odvodňovací otvory vodních komor spodního pláště jsou řešeny stejným způsobem a jejich dva výstupní otvory jsou zobrazeny na obr.18.



Obr. 18 Trubkovnice (náhled ze strany vodního prostoru)

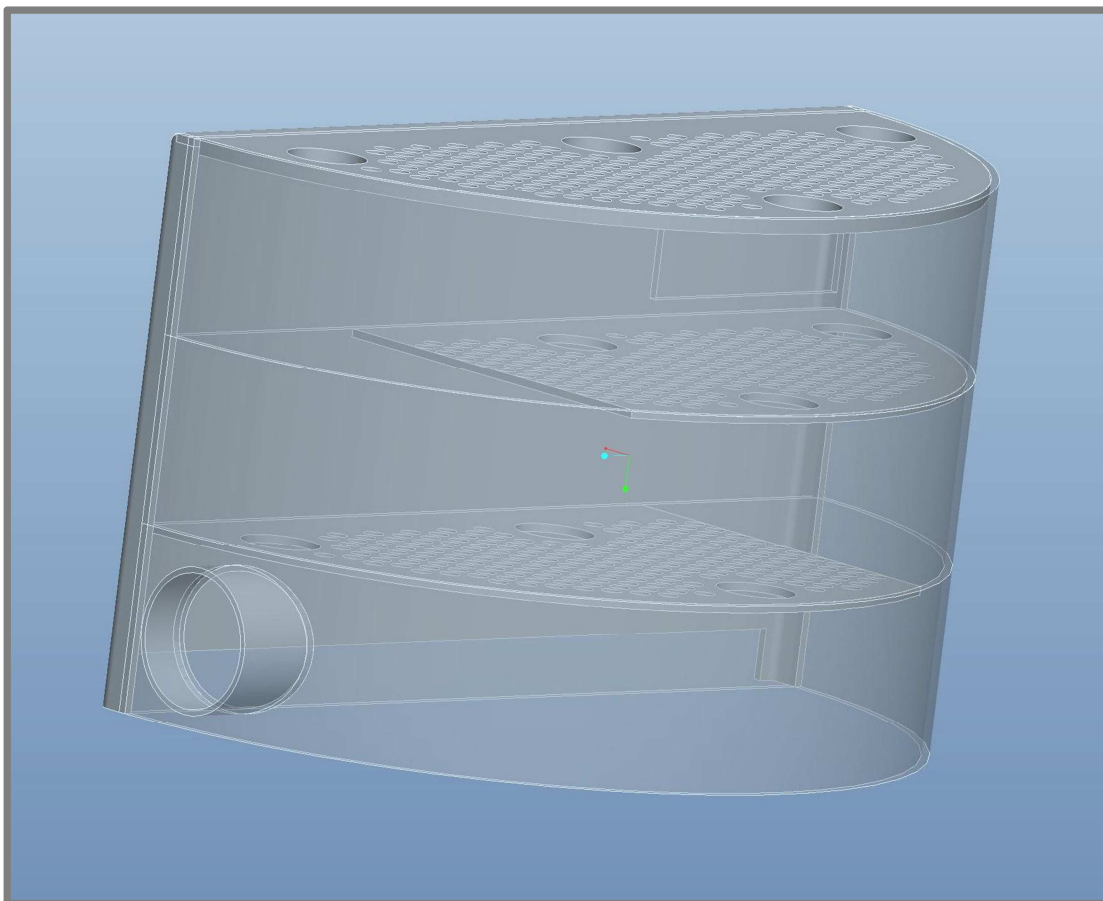


Obr. 19 Řez trubkovnice (pohled ze strany parního prostoru)

Na nákrůžek (viz. obr.19) trubkovnice se přivařuje zúžená část horního pláště.

5.2 Podchlazovač kondenzátu

Kondenzát vzniklý kondenzací páry na teplosměnných trubkách má teplotu sytosti. Pro dosažení výstupní teploty 70°C je nutné jej dále zchladit. K tomuto účelu je využito podchlazovače kondenzátu (viz obr. 20). Ten je umístěn na dně zúžené části horního pláště, přivařen k trubkovnici na polovině s teplosměnnými trubkami do kterých vstupuje ohřívaná voda ze spodního pláště. Kondenzát je do podchlazovače přiváděn obdélníkovým otvorem v dolní části, kondenzát pak proudí podél stěny směrem nahoru, kde vstupuje dalším otvorem o obdélníkovém průřezu do nejvyššího patra. Odtud pak příčným obtékáním přes teplosměnné trubky prochází postupně přes všechna tři patra podchlazovače a v nejspodnějším patře je pak již podchlazený trubkou vyveden mimo výměník. Přepážky uvnitř podchlazovače jsou navrženy tak, byl průtočný průřez pro proudění kondenzátu přibližně konstantní a nedocházelo k vyšším tlakovým ztrátám velkými změnami rychlosti.



Obr. 20 Podchlazovač kondenzátu

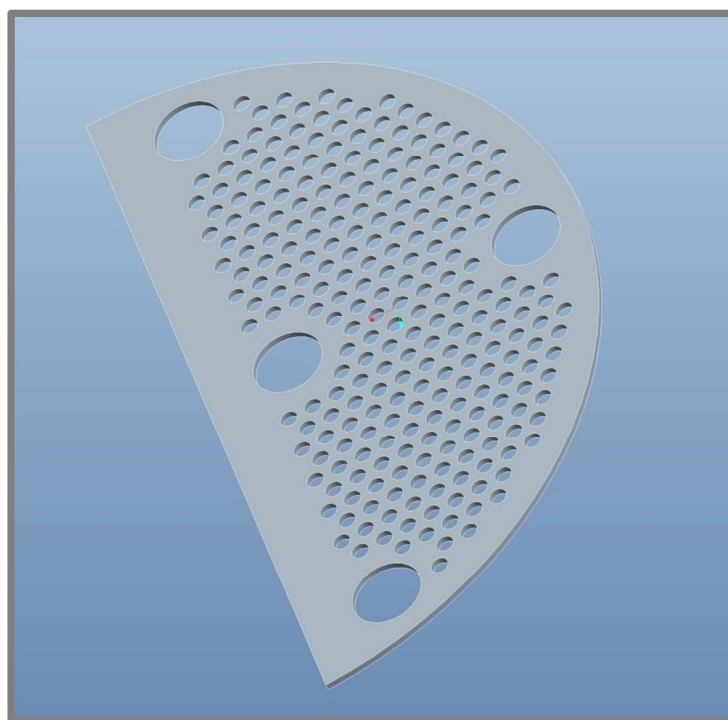
5.3 Přepážky trubkového svazku

Přepážky trubkového svazku jsou navlečeny na podpěrných a teplosměnných trubkách ve vzájemné rozteči danou vztahem

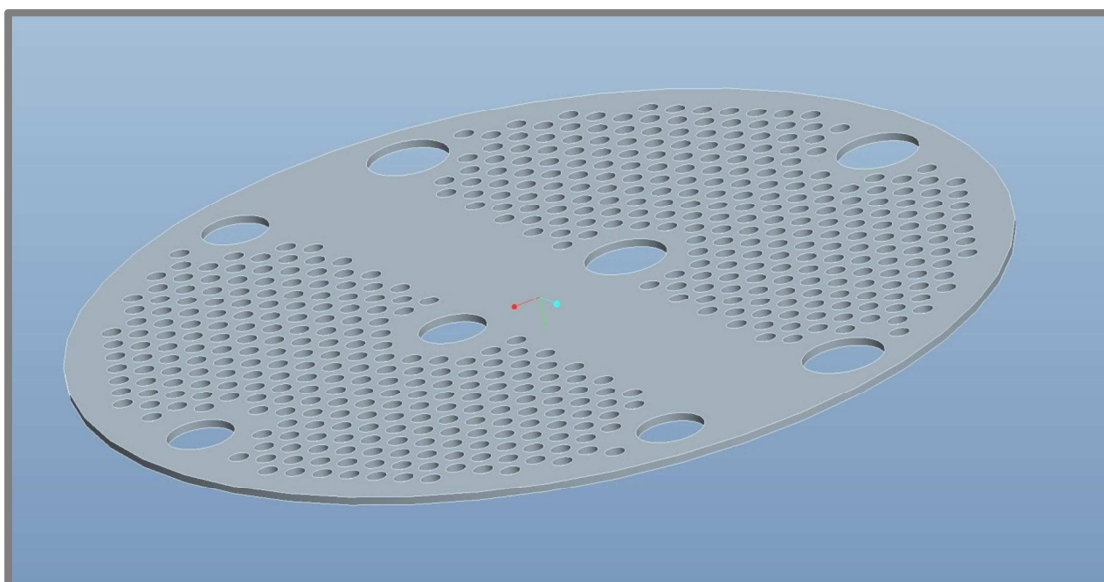
$$H = 50 \cdot d_2$$

kde d_2 je vnější průměr teplosměnné trubky.

Přepážky (Obr. 21) jsou přivařeny k podpěrným trubkám a jejich úlohou je zpevnění trubkového svazku a v podchlazovači kondenzátu usměrnění proudu kondenzátu. Na konci vertikální části teplosměnných trubek je pak ještě umístěna kruhová přepážka (Obr. 22), která dále zpevňuje trubkový svazek. Přepážky mají tloušťku 5 mm.



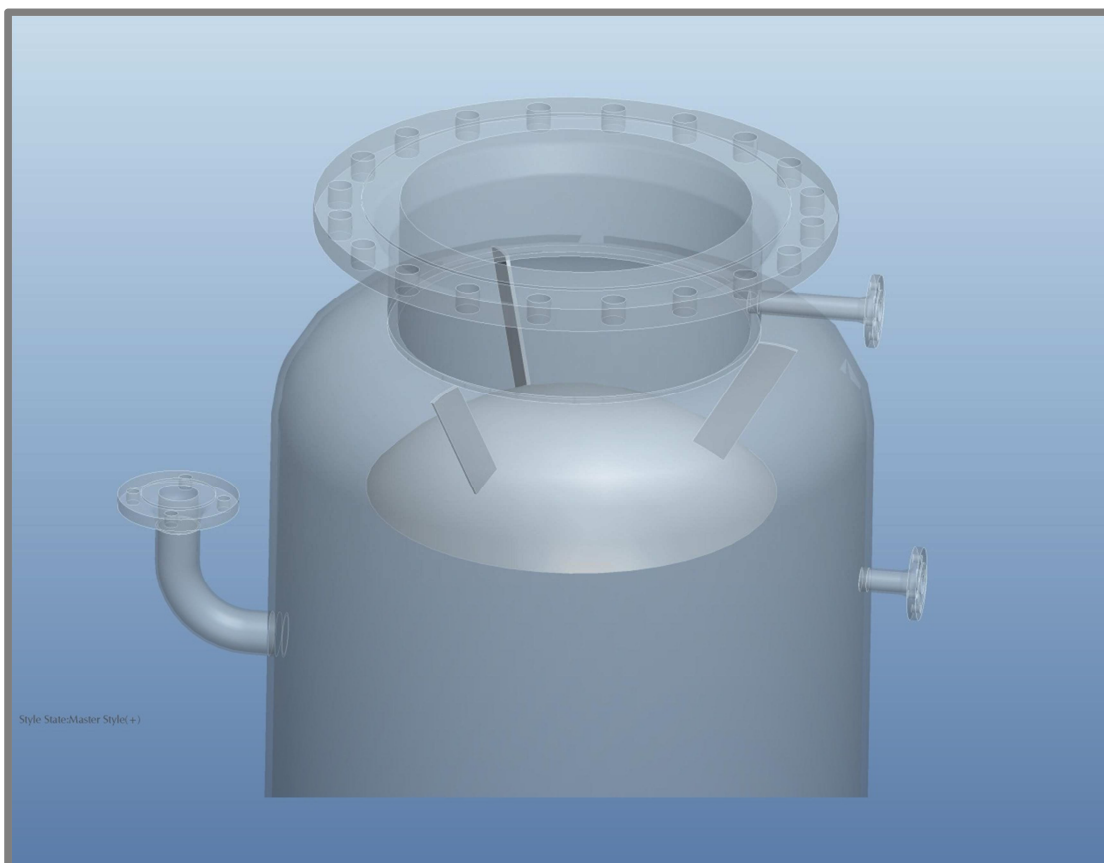
Obr. 21 Přepážka trubkového svazku



Obr. 22 Koncová přepážka trubkového svazku

5.4 Krycí vestavba

Krycí vestavba (viz obr. 23) je přivařena k hornímu plášti a chrání teplosměnné trubky před abrazivním působením případných kapiček vody v páře. Svým tvarem také usměrňuje topnou páru, která je přiváděna hrdlem v ose výměníku a rozvádí ji rovnoměrně do celého vnitřního prostoru horního pláště.



Obr. 23 Krycí vestavba v horním plášti

6. ZÁVĚR

Diplomová práce byla zaměřena na tepelný a hydraulický návrh vertikálního tepelného výměníku s U-trubkami, určení velikostí teplosměnných ploch a vhodným nadimenzováním jeho rozměrů při zachování kompaktnosti a bezpečnosti provozu. Pro dané zadání byla zvolena varianta výměníku se dvěma průchody, kdy ohřívaná voda vstupuje i vystupuje dolním pláštěm oddělena vzájemně přepážkou v dolním plášti. Projekční výkres výměníku je v příloze [1].

Na základě vstupních hodnot ze zadání diplomové práce byly nejprve provedeny základní výpočty pro určení hmotnostních a tepelných toků jednotlivých médií ve výměníku. Pokračováním tepelného výpočtu byly určeny součinitele prostupu tepla pro jednotlivé oblasti výměníku (kondenzační a oblast podchlazování kondenzátu) a následně i jejich teplosměnné plochy. Tepelný výpočet byl prováděn iteračně, správnost vstupních dat byla zkontrolována na konci dílčích výpočtů. Výsledkem tepelného výpočtu bylo určení celkové teplosměnné plochy trubek.

Hydraulický výpočet byl proveden pro určení tlakových ztrát ohřívané vody při proudění uvnitř teplosměnných trubek, tlaková ztráta v parním prostoru může být v daném případě zanedbána.

V dalších výpočtech byly zkontrolovány navržené tloušťky plášťů a stěn teplosměnných trubek. Pomocí specializovaného softwaru firmy Tenza a.s. pak byly též zkontrolovány navržené tloušťky trubkovnice a příruby spodního pláště. Na závěr bylo provedeno nadimenzování vstupních a výstupních hrdel dle hmotnostních toků a návrhových rychlostí médií.

Ve výměníku je umístěno 254 U-trubek s vnějším průměrem 12mm, tloušťce stěny 1mm a o celkové teplosměnné ploše 95,56 m². Teplosměnné trubky jsou zaválcovány a zavařeny v trubkovnici a podepřeny nosnou konstrukcí složenou z trubek o rozměrech 48,3 x 4 mm a dělicích přepážek. Rozmístění teplosměnných trubek v trubkovnici je vystřídání, v trojúhelníkovém uspořádání s úhlem 60°.

Navržená velikost teplosměnné plochy neuvažuje zanášení při provozu. Reálná teplosměnná plocha by byla při realizaci zvětšena.

Cíle práce byly naplněny i přes zjednodušující předpoklady.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**Seznam použitých zkratk a symbolů**

Z důvodu velkého množství indexů používaných v textu DP jsou pro větší přehlednost použité symboly popsány vždy před daným výpočtem. V tomto seznamu je uveden pouze obecný význam veličin.

x_0 [m]	- rozběhová dráha
ε_e [-]	- poměrná zářivost
σ_{SB} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$]	- Steffan-Boltzmannova konstanta
Q [W]	- výkon
p [Pa]	- tlak
t [°C]	- teplota
m [$kg \cdot s^{-1}$]	- hmotnostní tok
ρ [$kg \cdot m^{-3}$]	- hustota
i [$kJ \cdot kg^{-1}$]	- entalpie
λ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]	- tepelná vodivost
S_{tr} [m^2]	- průřez trubky
n_{tr} [-]	- počet trubek
c [$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]	- měrná tepelná kapacita
μ [Pa.s]	- dynamická viskozita
l [$kJ \cdot kg^{-1}$]	- kondenzační teplo
Pr [-]	- Prandtlovo číslo
ν [$m^2 \cdot s^{-1}$]	- kinematická viskozita
Re [-]	- Reynoldsovo číslo
Nu [-]	- Nusseltovo číslo
α [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	- součinitel přestupu tepla
δ [mm]	- tloušťka kondenzátního filmu
w [$m \cdot s^{-1}$]	- rychlost
V [$m^3 \cdot s^{-1}$]	- objemový tok
Q [m^2]	- průtočný průřez
R_A [$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$]	- dílčí odpor R_A
k [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	- součinitel prostupu tepla
Δt_{ln} [°C]	- střední logaritmický teplotní spád
Q_I [$kJ \cdot s^{-1}$]	- tepelný výkon v oblasti kondenzace
Q_{II} [$kJ \cdot s^{-1}$]	- tepelný výkon v oblasti podchlazování kondenzátu
S_I [m^2]	- teplosměnná plocha trubek v oblasti kondenzace
S_{II} [m^2]	- teplosměnná plocha trubek v oblasti podchlazování kondenzátu
d_1 [m]	- vnitřní průměr trubky
d_2 [m]	- vnější průměr trubky
t_{st} [°C]	- teplota stěny trubky
t_s [°C]	- střední teplota
s_c [m]	- průřez podchlazovače
β [°]	- úhel uspořádání trubek
ϑ [$m^2 \cdot s^{-1}$]	- kinematická viskozita
l [m]	- rozměr teplosměnné trubky

$\tau[-]$	- součinitel zohlednění poměrné příčné rozteče
$f_A[-]$	- korekční součinitel
$\Delta p [Pa]$	- tlakový rozdíl
$\xi[-]$	- místní ztrátový součinitel
$R_{p\ 0,2} [MPa]$	- mez kluzu
$\varphi_p[-]$	- součinitel svarového spoje
$\sigma_D [MPa]$	- dovolené napětí

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Dvoutrubkový výměník [1]	11
Obr. 2 Deskový výměník [2]	12
Obr. 3 Rotační regenerátor [3]	12
Obr. 4 Svazkový výměník s U-trubkami [4]	13
Obr. 5 Přehled různých typů konstrukcí výměníku dle TEMA [5]	14
Obr. 6 Změny teplot médií při průchodu ohřívákem topné vody	15
Obr. 7 Rozběhová dráha laminárního profilu [7]	18
Obr. 8 Časový průběh rychlosti v potrubí při turbulentní proudění [7]	19
Obr. 9 Přestup tepla konvekcí [9]	20
Obr. 10 Přestup tepla vedením [9]	21
Obr. 11 Grafické zobrazení I. Kirchhoffova zákona [9]	22
Obr. 12 Schéma rozvržení hmotnostních a tepelných toků ohříváku	23
Obr. 13 Schéma ohříváku	24
Obr. 14 Kondenzace páry na svislé ploše	29
Obr. 15 Prostup tepla stěnou trubky	32
Obr. 16 Příčné obtékání trubkového svazku	35
Obr. 17 Náhled na navržený výměník (vlevo), řez výměníkem (vpravo)	51
Obr. 18 Trubkovnice (náhled ze strany vodního prostoru)	52
Obr. 19 Řez trubkovnice (pohled ze strany parního prostoru)	52
Obr. 20 Podchlazovač kondenzátu	53
Obr. 21 Přepážka trubkového svazku	54
Obr. 22 Koncová přepážka trubkového svazku	54
Obr. 23 Krycí vestavba v horním plášti	55

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Přehled velikostí součinitele tepelné vodivosti pro vybrané oceli	17
--	----

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *Machines for Alimentary Industry* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.mpinox.com>
- [2] *Advance Thermo Solution* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.advancethermo.com>
- [3] *Neftgazservis» Co.Ltd* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://ngs-hab.ru/>
- [4] *Shell and Tube Heat Exchanger* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: www.pen-tas.com
- [5] *Heat Exchanger Types* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://3d-labs.com/>
- [6] JANALÍK M., Přenos tepla a látky, CERM, 2001, ISBN 8021420294
- [7] MEDEK, J. Hydraulické pochody, CERM, 2004, ISBN 8021426403
- [8] DRÁBKOVÁ, S. Mechanika tekutin, Ediční středisko VŠV –TUO, 2007, ISBN 97880*248-1508-4
- [9] PAVELEK, M. Termomechanika, CERM, 2003, ISBN 8021424095
- [10] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství. 1. vydání Brno: Vysoké učení technické, 1986, 336 s
- [11] Součinitel místních odporů. *Ústav chemického inženýrství VŠCHT Praha* [online]. [cit. 2015-05-26]. Dostupné z: https://vscht.cz/uchi/e_tabulky/soucinitel.mistnich.odporu.html
- [12] ČSN 69 0010 *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla*. říjen 1993.
- [13] PETŘÍKOVÁ, Markéta. Tabulky a diagram pro termodynamiku, Technická univerzita v Liberci, 2009, ISBN 9788073724535

PŘÍLOHY

- [1] Projekční výkres ohříváku topné vody 5,5 MW – označení výkresu: 001
- [2] Materiálový list pro ocel X6CrNiTi18-10
- [3] Materiálový list pro ocel P235GH